



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Temperaturen in Walzenfarbwerken

Glück, Michael

(1973)

DOI (TUpriints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00014028>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Article

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/14028>

Translations

The following translations are now available from The Information Officer (cash with order please).

762

Temperatures in roller inking units, Part 1
Gluck M

Druck Print, vol 110, no 1, Jan 1973,
pp 9-11, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26

Print Abstr 1237/1973

Member price £7.60 (non-members £15.20)

763

Temperatures in roller inking units. Part 2
Gluck M

Druck Print, vol 110, no 3, Mar 1973,
pp 127-128, 132, 134, 136, 140, 142, 144

Print Abstr 1850/1973

Member price £13.40 (non-members £26.80)

67.

gluck

Temperaturen in Walzenfarbwerken

Dipl.-Ing. Michael Glück, Darmstadt

Sonderdruck der in „DRUCK PRINT“ Ausgabe 1 und 3/1973
erschienenen Beiträge

1.	Einleitung	3
2.	Das Meßverfahren und die Eichung	3
3.	Die ersten Messungen	5
3.1	Messungen an einer Offset-Rollenrotationsmaschine mit ungekühlten Reiberwalzen	5
3.2	Messungen an einer Offset-Rollenrotationsmaschine mit wassergekühlten Reiberwalzen	6
3.3	Messungen am nicht gekühlten Farbwerk einer Hochdruck-Rollenrotationsmaschine	6
3.4	Messungen am Farbwerk einer Hochdruck-Bogenmaschine	7
3.5	Ergebnis der ersten Messungen	7
4.	Versuche an einer temperierbaren Offset-Rollen-Rotationsmaschine	9
5.	Die Meßergebnisse und ihre Interpretation	10
5.1	Farb- und Wasserführung bei verschiedener Reibertemperierung	11
6.	Theorie der Wärmeerzeugung	13
6.1	Berechnung der Wärmemengen infolge Walkarbeit	13
6.1.1	Methode I: Berechnung der Wärmemenge durch Integration von Spannung und Verformung	13
6.1.2	Methode II: Berechnung der Wärmemenge mit Hilfe des viskoelastischen Verlustmoments	15
6.2	Die weiteren Quellen der Wärmeentwicklung	16
6.2.1	Wärmeentwicklung durch Reibung	16
6.2.2	Abschätzung von Lagerreibung und Fließwiderstand der Farbe	16
7.	Wärmeabfuhr im Farbwerk	17
7.1	Wärmeübergang durch Konvektion	17
7.2	Wärmeabfuhr durch Strahlung	18
7.3	Wärmeabfuhr durch die Druckfarbe	18
7.4	Wärmeabfuhr durch das Feuchtwasser	18
8.	Das rechnerische Temperaturgleichgewicht des Farbwerks	18
9.	Schlußfolgerung	20

Temperaturen in Walzenfarbwerken*

Dipl.-Ing. Michael Glück**, Darmstadt

Zusammenfassung

Zur Erforschung des Temperaturverhaltens in Walzenfarbwerken wurden Temperaturmessungen an Hochdruck- und Offsetdruckmaschinen durchgeführt. Ausführlich untersucht wurde der Einfluß einer Temperaturverteilung im Farbwerk. Den Messungen zur Seite gestellt ist die Theorie der Wärmeerzeugung durch Walkarbeit in den Gummiwalzen und die theoretische Temperaturverteilung im Belag.

Zur Erstellung einer Wärmebilanz für das Farbwerk werden auch noch die für die Wärmeabfuhr maßgeblichen Vorgänge angegeben und am Beispiel berechnet.

1. Einleitung

Die drucktechnischen Eigenschaften von Druckfarben (z. B. Tack, Viskosität) sind stark temperaturabhängig. Die in einem Walzenfarbwerk auftretenden Temperaturen und ihre Verteilung sind bisher nur ungenügend bekannt. Besonders in der Anlaufphase, deren Dauer nicht voraussehbar ist, steigen die Temperaturen ständig bis zum Erreichen eines Gleichgewichts. Schwankungen in der Farbübertragung und unterschiedliche Rupfneigung haben vermutlich oft ihre Ursache in Temperaturänderungen im Farbwerk.

Der Temperaturbereich innerhalb eines Farbwerkes bis hinunter zum Plattenzylinder sollte daher möglichst klein sein, damit sich die maßgeblichen rheologischen Eigenschaften der Druckfarben wenig ändern. Der Farbenhersteller kann dann seine Farben optimal für einen bestimmten Temperaturbereich, der in der Maschine auftritt, auslegen.

Das am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren (IDD) der TH Darmstadt bearbeitete Forschungsvorhaben „Temperaturverhalten in Walzenfarbwerken“ verfolgte, systematisch zusammengefaßt, drei Ziele:

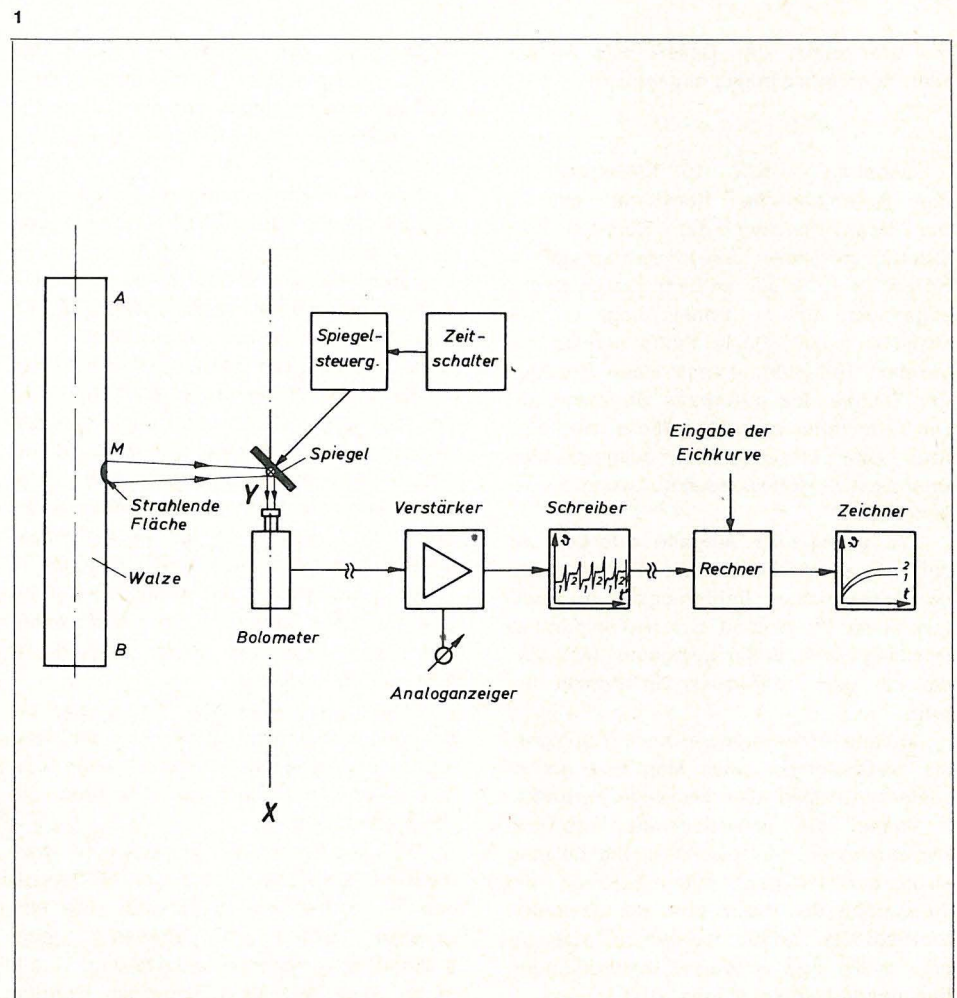
1. Die Höhe der in Farbwerken auftretenden Temperaturen sollen einmal an verschiedenen Maschinentypen festgestellt werden.
2. Es sollten die Temperaturverläufe der Farbschichten im Farbwerk während verschiedener Betriebszustände der Maschine (Stillstand, Fortdruck) registriert werden.
3. Die Temperaturverteilung innerhalb des

Farbwerkes sowie die maximalen Temperaturdifferenzen sollten für den jeweiligen Betriebszustand gemessen werden.

Die Ergebnisse sollen dem Verständnis der Farbübertragung, des Farbtransportes und der Rupfneigung dienen. Dem Konstrukteur werden fundierte Unterlagen über die thermischen Verhaltensweisen eines Farbwerkes zur Verfügung gestellt und somit Anregungen für evtl. günstigere Bauformen gegeben.

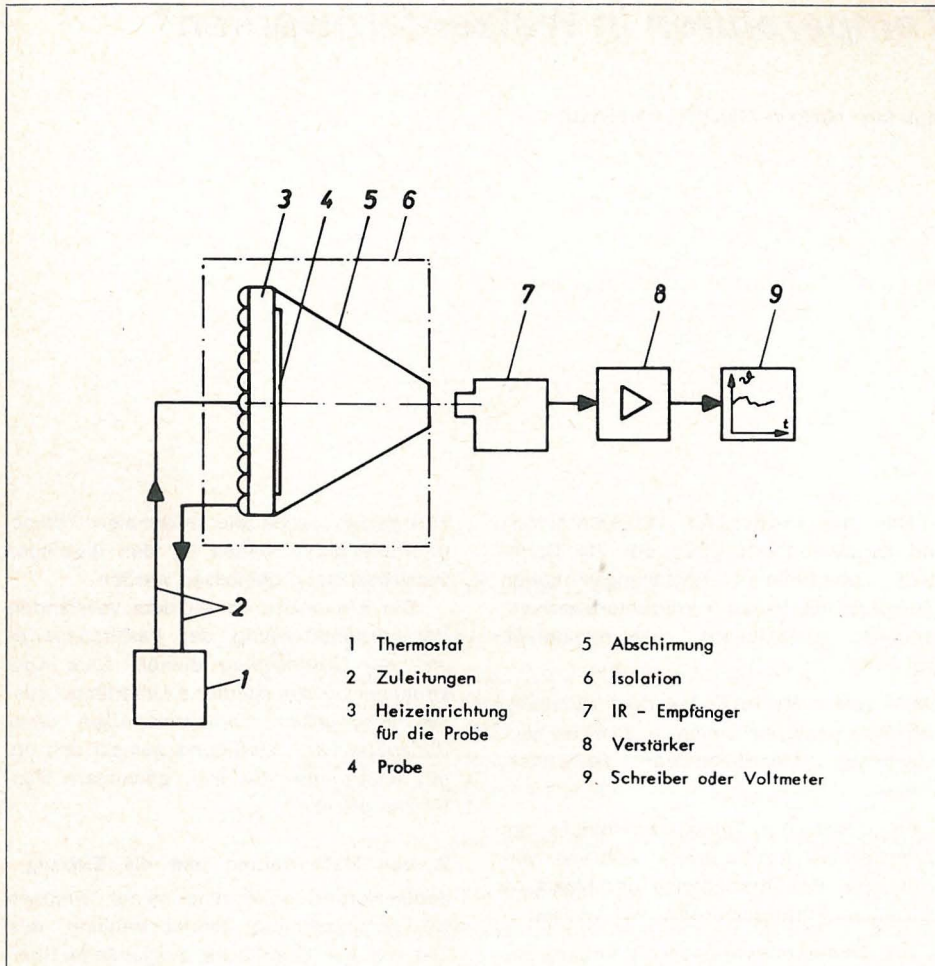
2. Das Meßverfahren und die Eichung

Jeder Körper sendet eine, seiner Temperatur entsprechende Wärmestrahlung aus. Die von der Oberfläche ausgehende Ener-



* Bericht über das im Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der TH Darmstadt (Institutsdirektor o. Prof. Dipl.-Ing. K. R. Scheuter) durchgeführte Forschungsvorhaben „Temperaturverhalten in Walzenfarbwerken“. Finanzieller Träger war die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V. mit Zuwendungen des Bayerischen Staatsministeriums für Wirtschaft und Verkehr.

** Dipl.-Ing. M. Glück, Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der TH Darmstadt.



2

gie wird durch das Gesetz von Stefan-Boltzmann formelmäßig angegeben:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Dabei ist $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-12} \text{ Watt/cm}^2 \cdot \text{K}^4$ die Boltzmannsche Konstante und ε der Emissionsfaktor des Körpers. Der Emissionsfaktor für den idealen schwarzen Körper ist 1, für alle anderen realen Stoffe, sogenannte graue Strahler, liegt er zwischen 0 und 1. Reale Stoffe senden bei gleichen Temperaturen nur einen Bruchteil der Energie des schwarzen Strahlers aus. Die Temperatur einer Oberfläche kann also über eine Messung der ausgestrahlten Energie festgestellt werden, wenn ε bekannt ist.

Die vorliegende Aufgabe erfordert es, auf rotierenden Walzen die Temperaturen der Farbschichten berührungslos zu messen. Rech [1] fand in der IR-Temperaturmessung eine dafür geeignete Methode, die auf dem obengenannten Prinzip beruht.

Weitere Anforderungen an ein geeignetes Meßverfahren sind: Möglichst gleichzeitiges Abtasten aller Walzen im Farbwerk.

Wegen der verschiedenen Farbwerkkonstruktionen muß die Abtastung beliebig einstellbar erfolgen. Außerdem soll die Temperatur der Walze über der gesamten Walzenbreite erfaßt werden. Christ [2] entwickelte eine all diesen Anforderungen genügende Meßeinrichtung (Bild 1).

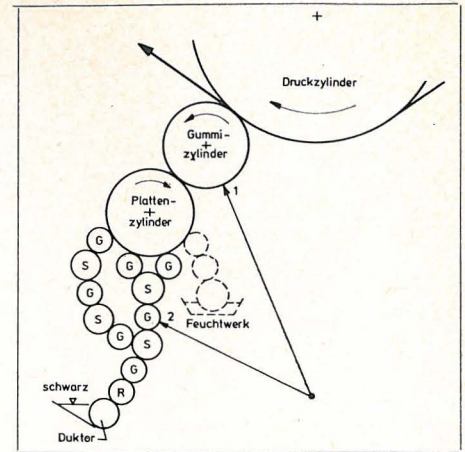
Die von der gerade zu messenden Walze ausgehende Temperaturstrahlung trifft auf einen Spiegel, der die Strahlen in die spezielle Optik eines Bolometers reflektiert.

Der die Wärmestrahlung reflektierende Spiegel kann durch eine Schaltung von Servomotoren um die beiden Achsen x und y gedreht werden. Mit der Drehung um die x-Achse werden die verschiedenen Walzen einer Farbwerkseite angesteuert, das Schwenken um die y-Achse ermöglicht das Abtasten der Walzenbreite. Die Steuerung des Spiegels erfolgt über ein Zeitrelais, Servomotoren und eine rotierende Kreisscheibe, auf deren Umfang je nach Farbwerksgeometrie verstellbare Nocken angebracht sind, welche die für die Richtungs-umkehr benutzten Endschalter betätigen.

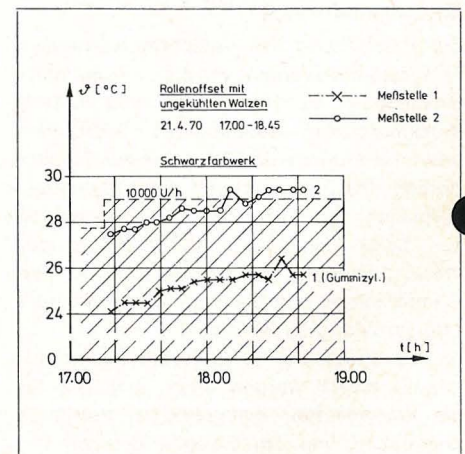
Die gesamte Zeit der Abtastung beträgt i. allg. ca. 3–4 Minuten für 4–5 Meßstellen. Die Forderung nach Gleichzeitigkeit ist also recht gut erfüllt.

Diese nach einmaliger Einstellung arbeitende Meßeinrichtung läßt sich problemlos in den meisten Praxismaschinen einsetzen und behindert beim Messen die Produktion nicht.

Die im Bolometer eingebauten thermischen Empfänger sind im IR-Bereich von $\lambda = 0,6\text{--}40 \mu\text{m}$ empfindlich. Die einfallende Strahlung verursacht eine elektrische Widerstandsänderung, die durch eine Spannung angezeigt werden



3



4

kann. Diese Spannung wird i. allg. noch verstärkt und ist ein Maß für die gemessene Temperatur. Die Anzeige kann analog über Zeigerinstrumente oder Schreiber erfolgen bzw. mit einem Digitalvoltmeter.

Die Zuordnung Spannung – Temperatur und die Ermittlung des Emissionsfaktors ε geschieht durch die Eichung, für die von Rech [1] eine Vorrichtung (Bild 2) entwickelt wurde.

Im ersten Teil der Eichung wird über ein berußtes Metallplättchen, das als schwarzer Körper dient und am Boden des konischen Prüfstrahlers angebracht ist, die Zuordnung Ausgangsspannung am Gerät und Temperatur vorgenommen. Dazu ist direkt unter dem Metallplättchen im Boden der Kammer ein geeichtes Thermoelement angebracht, das die Temperatur angibt.

In einem zweiten Abschnitt wird der zu messende reale Körper in den Prüfstrahler gelegt und auf die gleiche Temperatur gebracht wie der schwarze Körper. Das Verhältnis der jeweils ausgestrahlten Energie ist der Emissionsfaktor ε .

Für den schwarzen Körper gilt:

$$E_s = \sigma \cdot T^4$$

Für den realen Körper gilt:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Damit wird:

$$\varepsilon = E/E_s$$

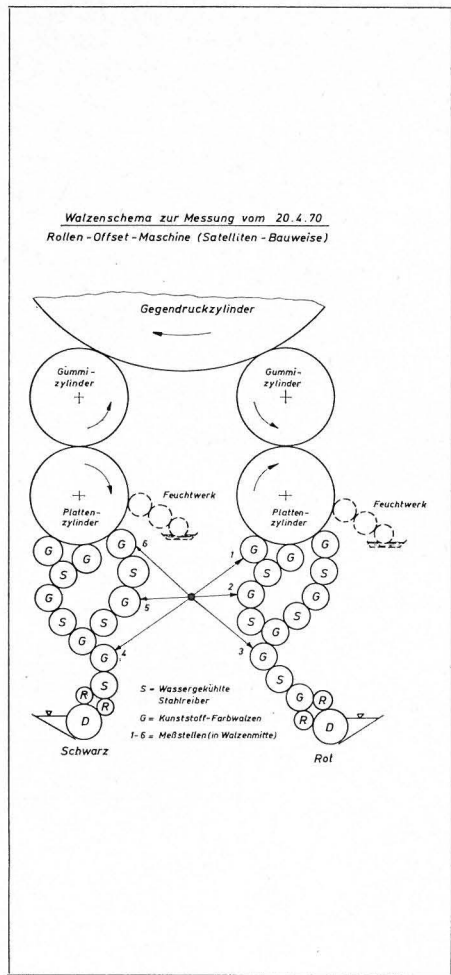
Der Emissionsfaktor ε für eine mit einer dünnen Farbschicht bedeckte Gumm walze bzw. eine rilsanbeschichtete Stahl walze liegt mit geringen Abweichungen bei 0,85. Abweichungen können sich durch unterschiedliche Farbpigmente oder extreme Farbschichten ergeben (Eschen [3]).

3. Die ersten Messungen

Ziel und Zweck der ersten Messungen war es, einen Überblick über die auftretenden Temperaturen, deren zeitliche Verläufe und ihre Verteilung zu gewinnen. Soweit es mit einer geringen Anzahl von Messungen möglich ist, sollten bereits die wichtigsten Merkmale gefunden und der Rahmen ihrer Interpretation abgesteckt werden. Auf der Grundlage dieser Folgerungen sollte es sich ergeben, ob noch weitere gezieltere Messungen notwendig sind.

Die Auswahlkriterien der ersten Messungen waren in erster Linie, solche Maschinentypen zu messen, die uns zur Verfügung gestellt werden konnten und nicht so sehr die wissenschaftliche Systematik. Infolgedessen wurden die ersten Untersuchungen in verschiedenen Druckereien an den Farbwerken folgender Maschinentypen durchgeführt:

1. Offset-Rollenrotationsmaschine mit ungekühlten Reiberwalzen
2. Offset-Rollenrotationsmaschine mit wassergekühlten Reiberwalzen

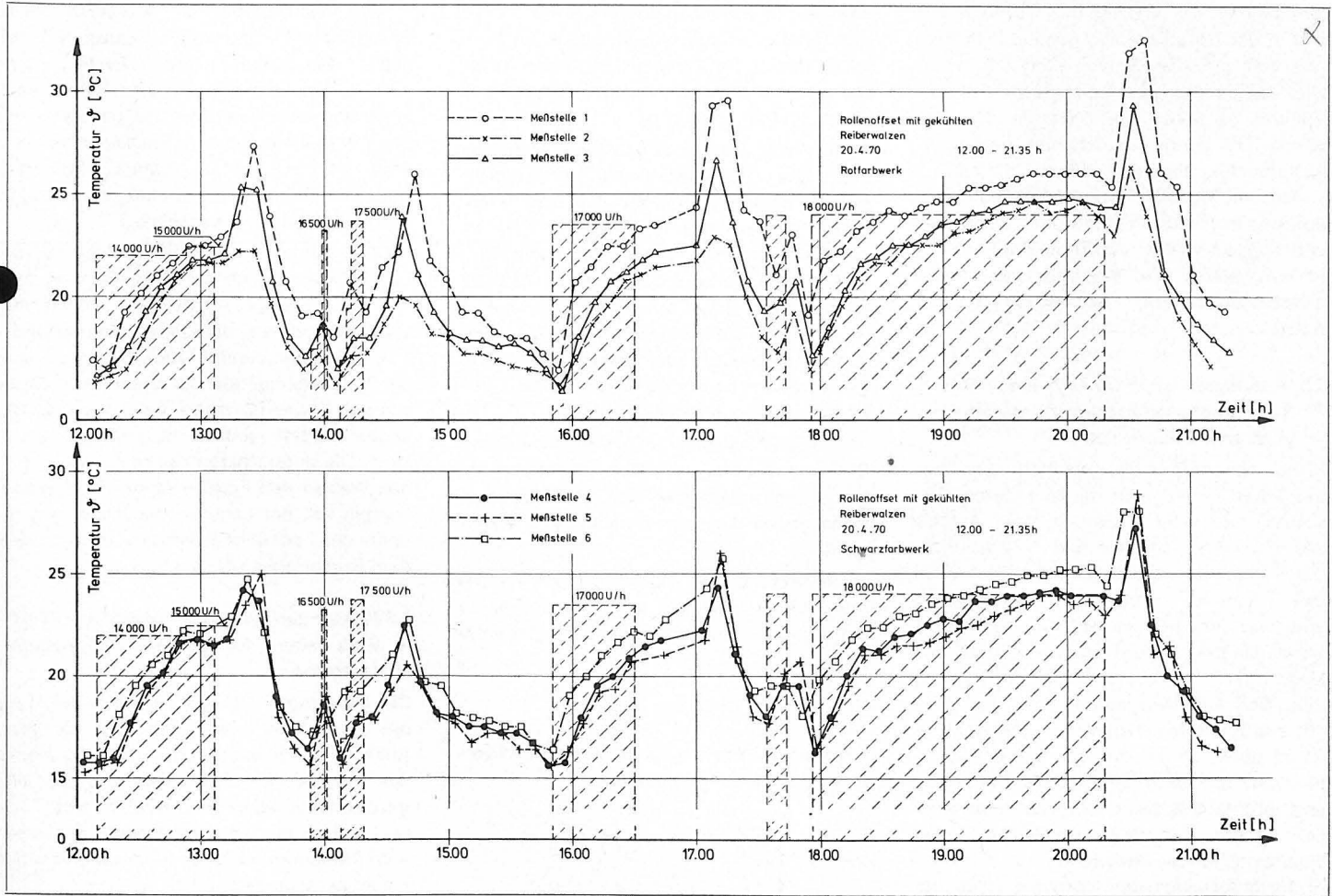


3. Hochdruck-Rollenrotationsmaschine
4. Hochdruck-Bogenmaschine.

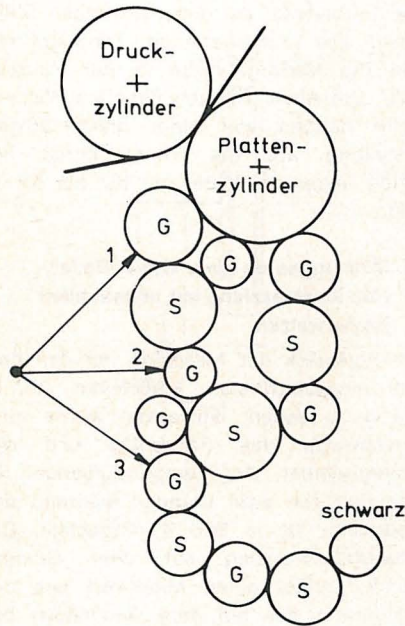
Die nachstehenden Diagramme zeigen den Temperaturverlauf mehrerer Walzen als Funktion der Zeit. Ein Schnitt im Diagramm zu einem bestimmten Zeitpunkt gibt die Temperaturverteilung innerhalb des Farbwerks zu dem gewählten Zeitpunkt. Die aufgetragenen Temperaturen sind die Meßergebnisse in der Walzenmitte. Die Abweichungen über die Walzenbreite hängen von einer gleichmäßigen Anstellung ab. Die Temperaturen am Rande liegen im Mittel um 0,2 bis 0,3 °C tiefer.

3.1 Messungen an einer Offset-Rollenrotationsmaschine mit ungekühlten Reiberwalzen

Das Farbwerk der Maschine mit den beiden eingezeichneten Meßstellen ist in Bild 3 zu sehen. Gemessen wurde eine Gummiwalze des Farbwerks und der Gummiwalze. Der Temperaturverlauf für eine Zeit von zwei Stunden während der Produktion ist in Bild 4 dargestellt. Die Temperaturmessung auf dem Gummiwalze ergibt einen Mittelwert aus der Temperatur des auf dem Gummituch befindlichen Wassers und der der Farbschicht. Grund dafür ist die Flächenausdehnung des Meßflecks einerseits und die schnelle Drehung des Zylinders andererseits, da nahezu gleichzeitig die Tempera-



Hochdruckrotation



7

turstrahlung von Wasser und Farbe erfaßt und in der Geräteanzeige gemittelt werden. Aus dem gleichen Grunde stört der Kanal zum Aufspannen des Gummituches um so weniger, je höher die Drehzahl der Maschine ist, denn die Trägheit des Meßinstrumentes eliminiert diesen Einfluß.

Die Aussagekraft dieser Messungen beschränkt sich auf die Höhe der Temperatur und den zu erwartenden Temperaturanstieg beim Fortdruck. Der Gleichgewichtszustand scheint gegen Ende der Messungen erreicht.

3.2 Messungen am Farbwerk einer Offset-Rollenrotationsmaschine mit wasser-gekühlten Reiberwalzen

Diese Untersuchungen mußten aus betrieblichen Gründen an einer anderen Maschine durchgeführt werden. Der Aufbau des Farbwerks ist aus Bild 5 ersichtlich. Die Temperaturverläufe konnten hier über einen längeren Zeitraum ermittelt werden, und zwar vergleichsweise für das Rot- und Schwarzfarbwerk (Bild 6). Vor Beginn der Messungen stand die Maschine längere Zeit. Der Anlaufvorgang konnte hier also gut erfaßt werden. Für die weitere Analyse ist es ebenfalls von Vorteil, daß der Temperaturverlauf auch für die Stillstandszeiten und den Wiederanlauf aufgezeichnet werden konnte. Gemessen wurden hier nur Gummiwalzen des Farbwerks.

Nach Abstellen der Maschine steigt die

Temperatur zuerst sprunghaft an und sinkt dann stetig bis zum Wiederanlauf. Im Fortdruck nimmt die Temperatur allmählich zu, bis nach etwa zwei Stunden wieder ein Gleichgewicht erreicht ist.

Im Vergleich zur ungekühlten Maschine liegt das Temperaturniveau erwartungsgemäß niedriger, obwohl die Maschinendrehzahl wesentlich höher lag. Der registrierte Unterschied zwischen dem Rot- und Schwarzfarbwerk ist in Wirklichkeit noch größer. Er ist vermutlich auf eine – im Vergleich zum Schwarzfarbwerk – stärkere Anstellung oder eine schlechtere Wärmeabfuhr zurückzuführen. Dazu die folgenden Überlegungen.

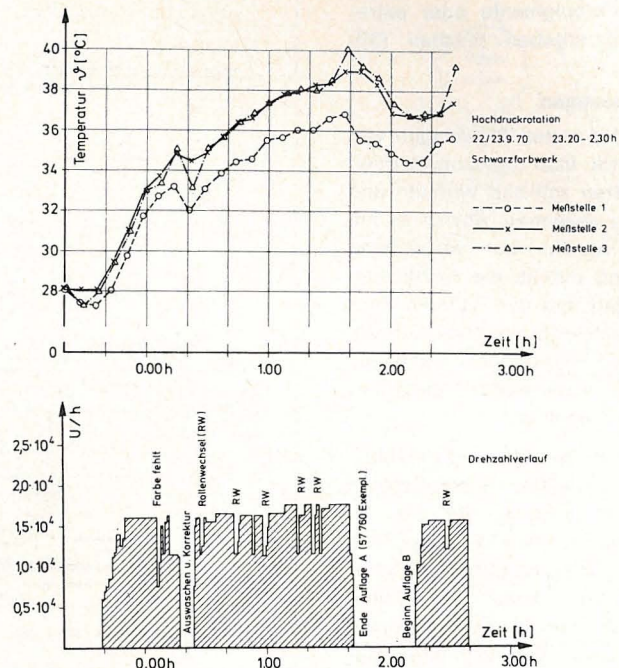
Rot und Schwarz haben unterschiedliche Emissionsfaktoren ε_r und ε_s . Bei den Messungen aber war das IR-Strahlungsthermometer auf ein konstantes ε eingestellt.

Bezeichnet man die angezeigte Temperatur mit T_r' und die wirkliche mit T_r so gilt für die vom Rotfarbwerk abgestrahlte Energie

$$E_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_r'^4 = \varepsilon_r \cdot \sigma \cdot T_r^4$$

oder für die Beziehung zwischen wirklicher und gemessener Temperatur

$$T_r = T_r' \sqrt[4]{\frac{\varepsilon}{\varepsilon_r}}$$



8

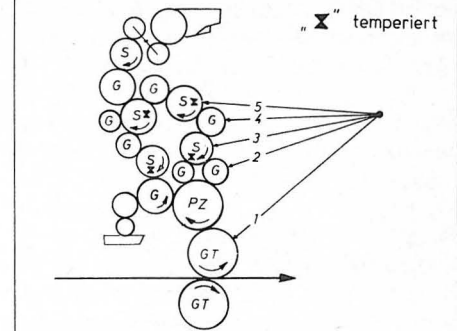
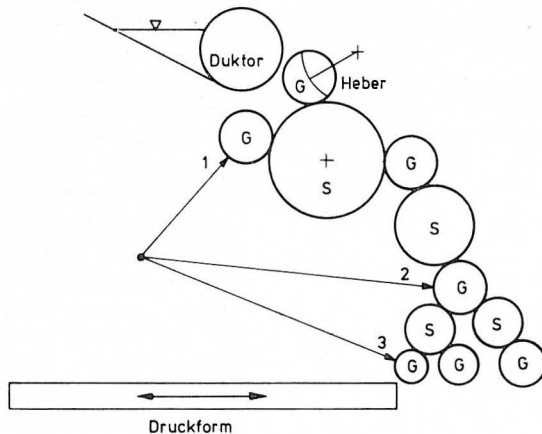
Das eingestellte ε entsprach dem Emissionsfaktor schwarzer Farbe ε_s . Da nach Messungen von Eschen [3] $\varepsilon_r < \varepsilon_s$ ist, liegt die wirkliche Temperatur im Rotfarbwerk noch über der gemessenen. Das Verhältnis beider Emissionsfaktoren liegt bei $\varepsilon_s/\varepsilon_r = 1,09$. Damit liegt die wirkliche Temperatur T_r um den Faktor 1,02 höher als die gemessene T_r' .

Zur Kühlung der Reiberwalzen wurde Leitungswasser von ca. 12 °C benutzt. Die Temperatur wurde nicht genau bestimmt, ebenso wenig wie die gerade herrschende Umgebungstemperatur, die anfänglich mit der Walzentemperatur zu Beginn der Messungen übereinstimmen muß (ca. 16 °C), gegen später jedoch angestiegen sein kann. Die Unterschiede zwischen den einzelnen Walzen des Farbwerks sind gering und hängen von der Lage der Meßstelle gegenüber den gekühlten Reiberwalzen sowie dem Durchmesser der Walzen ab.

3.3 Messungen am nicht gekühlten Farbwerk einer Hochdruck-Rollenrotationsmaschine

Die Messungen wurden über den Zeitraum der Produktion zweier Zeitungen mittlerer Auflage durchgeführt. Das Walzenschema des untersuchten Farbwerks und die eingezeichneten Meßstellen sind in Bild 7 zu sehen. Die im Schwarzfarbwerk gemessenen Temperaturverläufe und das Produktionsdiagramm zeigt Bild 8.

Hochdruckbogenmaschine



11

Bei einer Gegenüberstellung zu den Diagrammen von den Offsetmaschinen fällt sofort die insgesamt höhere Farbwerkstemperatur auf. Dies ist im wesentlichen auf zwei Gründe zurückzuführen:

a) Die Messungen fanden im September bei weit höherer Umgebungstemperatur statt (ca. 28 °C).

b) In Farbwerken von Offsetmaschinen werden andere Belagmaterialien verwendet als in Farbwerken von Hochdruckmaschinen. Der Verlustfaktor und damit die erzeugte Wärme ist nach bisherigen Messungen an Walzenmaterialien für Farbwerke von Hochdruckmaschinen größer.

Für die Temperatur der Auftragswalzen ist der Einfluß des wärmeabführenden Wischwassers bemerkbar.

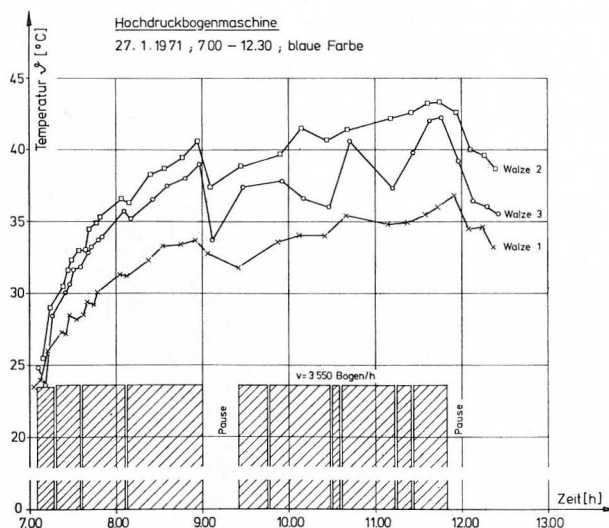
Auffallend ist weiterhin, daß nach einem Produktionsstopp die Temperatur sinkt und nicht wie bei den Offsetmaschinen steigt, und daß das Temperaturgleichgewicht nach zwei Stunden noch nicht erreicht ist.

3.4 Messungen am Farbwerk einer Hochdruck-Bogenmaschine

Zum Abschluß der ersten orientierenden Meßserie wurde noch der Temperaturverlauf im Farbwerk einer Schnellpresse (Bild 9) untersucht. Trotz der geringsten Verformungsfrequenz wurden hier die höchsten Temperaturen aller Messungen festgestellt (Bild 10), und zwar an einer Walze, die drei Berührstellen mit Stahlreibern hat. Charakteristisch auch hier wieder der direkte Temperaturabfall nach Produktionsende. Die Temperatur der Auftragswalze nimmt hier während der nur kurz unterbrochenen Produktion nicht stetig zu, wie die der beiden anderen Farbwalzen. Ursache ist die hin- und hergehende Druckform, die die Wärmeabfuhr und durch die plötzliche zusätzliche Beanspruchung auch die Wärmeerzeugung intermittierend beeinflußt.

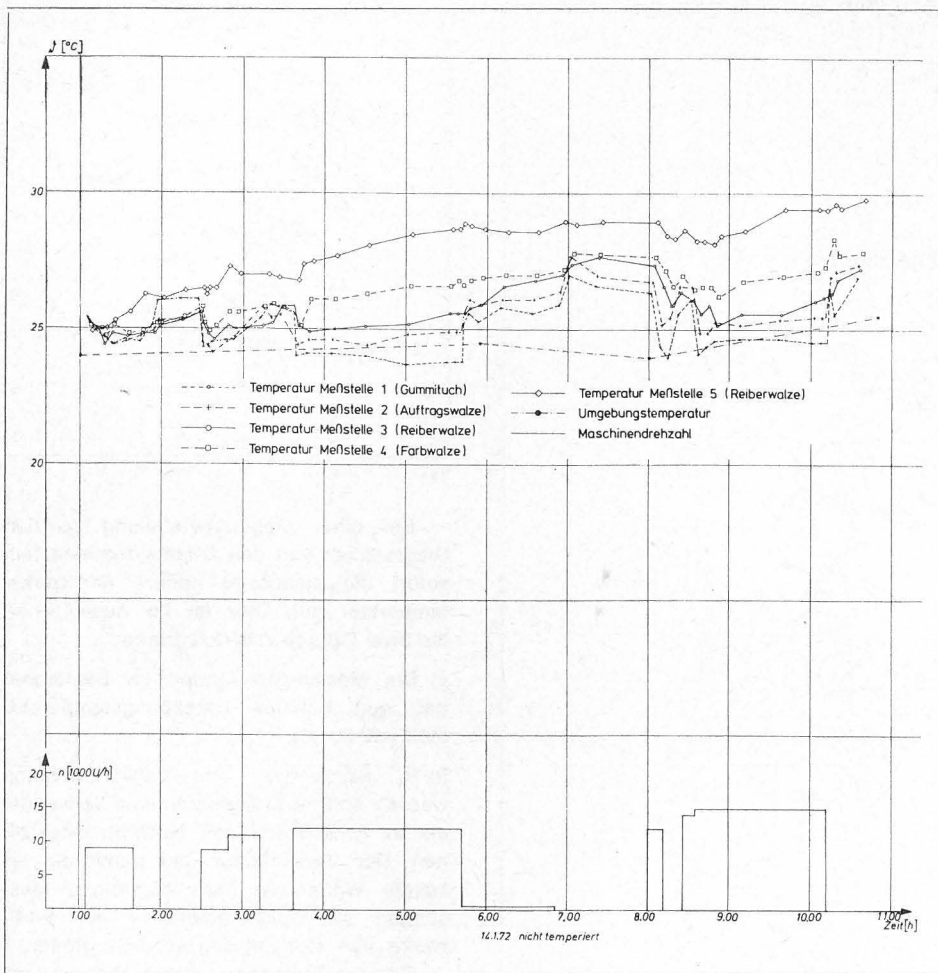
3.5 Ergebnis der ersten Messungen

Betrachtet man die in den Farbwerken der vier Maschinen gemessenen Temperaturverläufe, so ist generell festzustellen, daß ein Temperaturgleichgewicht nicht oder



9

10



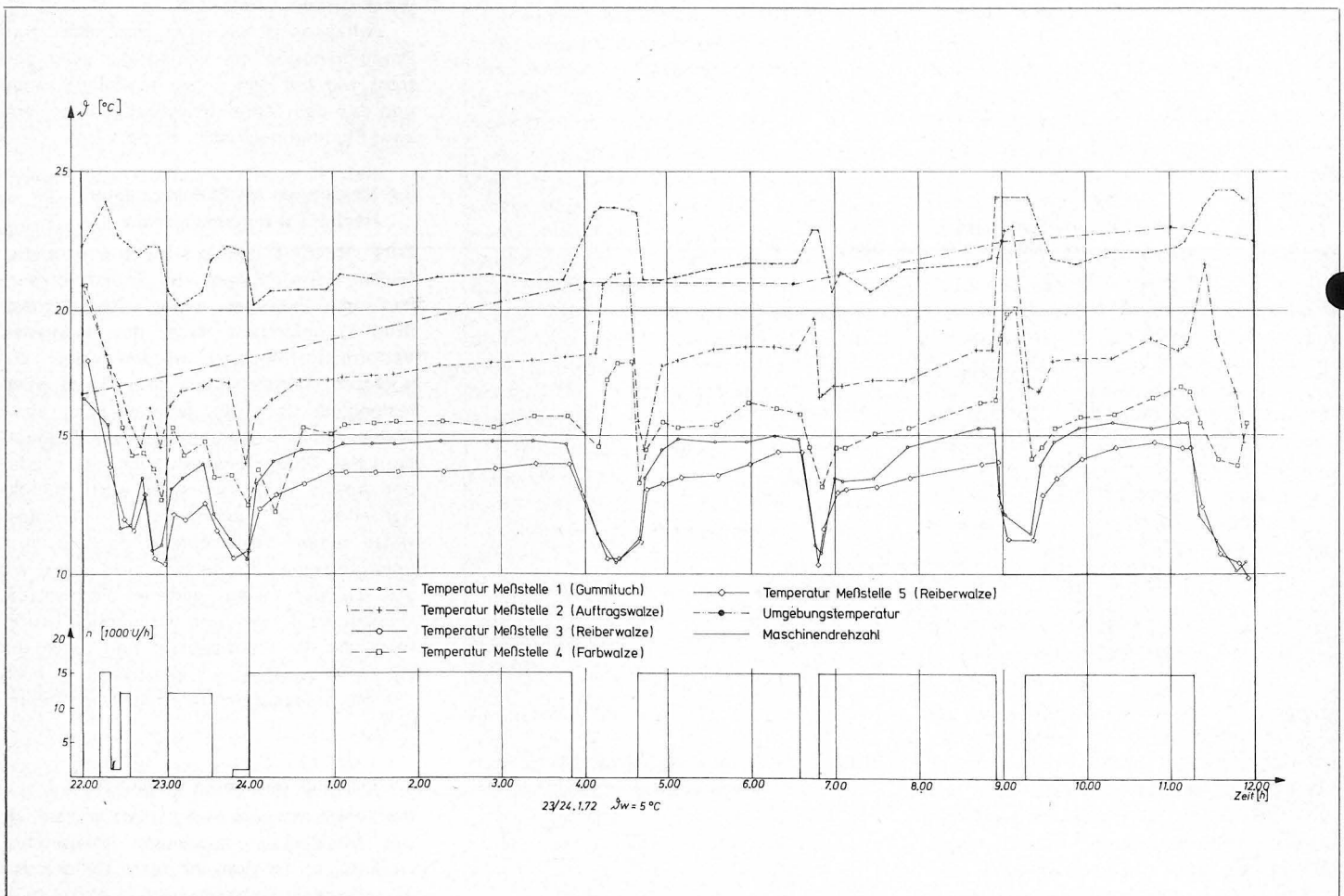
erst nach Stunden ununterbrochenen Fortdrucks auftritt. Solche lang andauernden Produktionsperioden findet man in der Praxis aber recht selten, wie die Produktionsverläufe zeigen. Die Folge der Temperaturschwankungen ist ein ständiges Nachstellen der Farbzufuhr, ein Vorgang, der Zeit bis zum Wirksamwerden braucht und somit ein instabiles Maschinenverhalten bedeutet. Aus den bisherigen Messungen aber eine eindeutige Konsequenz zu ziehen, wie der Anlaufvorgang verkürzt und das dann schneller erreichte Gleichgewicht beibehalten werden kann, erscheint noch verfrüht. Die Idee, ein konditionierbares Farbwerk zu bauen, dessen Reiber während des Anlaufvorganges mit stark erwärmtem Wasser beschickt werden und anschließend mit Wasser geringerer Temperatur erschein zunächst bestechend, muß aber erst noch untermauert werden. Ein direkter Vergleich zwischen dem gekühlten und dem nicht gekühlten Farbwerk ist nicht möglich, wegen

- verschiedener Bauart
- verschiedenem Farbmengenfluß
- verschiedener Umgebungstemperatur und
- verschiedener Geschwindigkeit.

Charakteristisch scheint nur, daß in dem gekühlten Farbwerk die zwischen den einzelnen Walzen auftretenden Temperaturdifferenzen beträchtlich größer sind als in dem ungekühlten. Bei der direkten Gegen-

12

13



überstellung von Hochdruck- und Offset-rotation fällt die unterschiedliche Maximaltemperatur und das Verhalten bei Stillstand der Maschine besonders auf. Weitere eindeutige Charakteristika sind bei der geringen Anzahl von vergleichbaren Meßkurven noch nicht aufzufinden.

Dieser Mangel an sinnvoll vergleichbaren wichtigen Daten war Anlaß zu einer Weiterführung der Arbeiten, bei der man – aufbauend auf den Erkenntnissen der ersten Messungen – gezielter vorgehen konnte und maßgebende Daten wie Umgebungstemperatur und Wassertemperatur mitregistrierte.

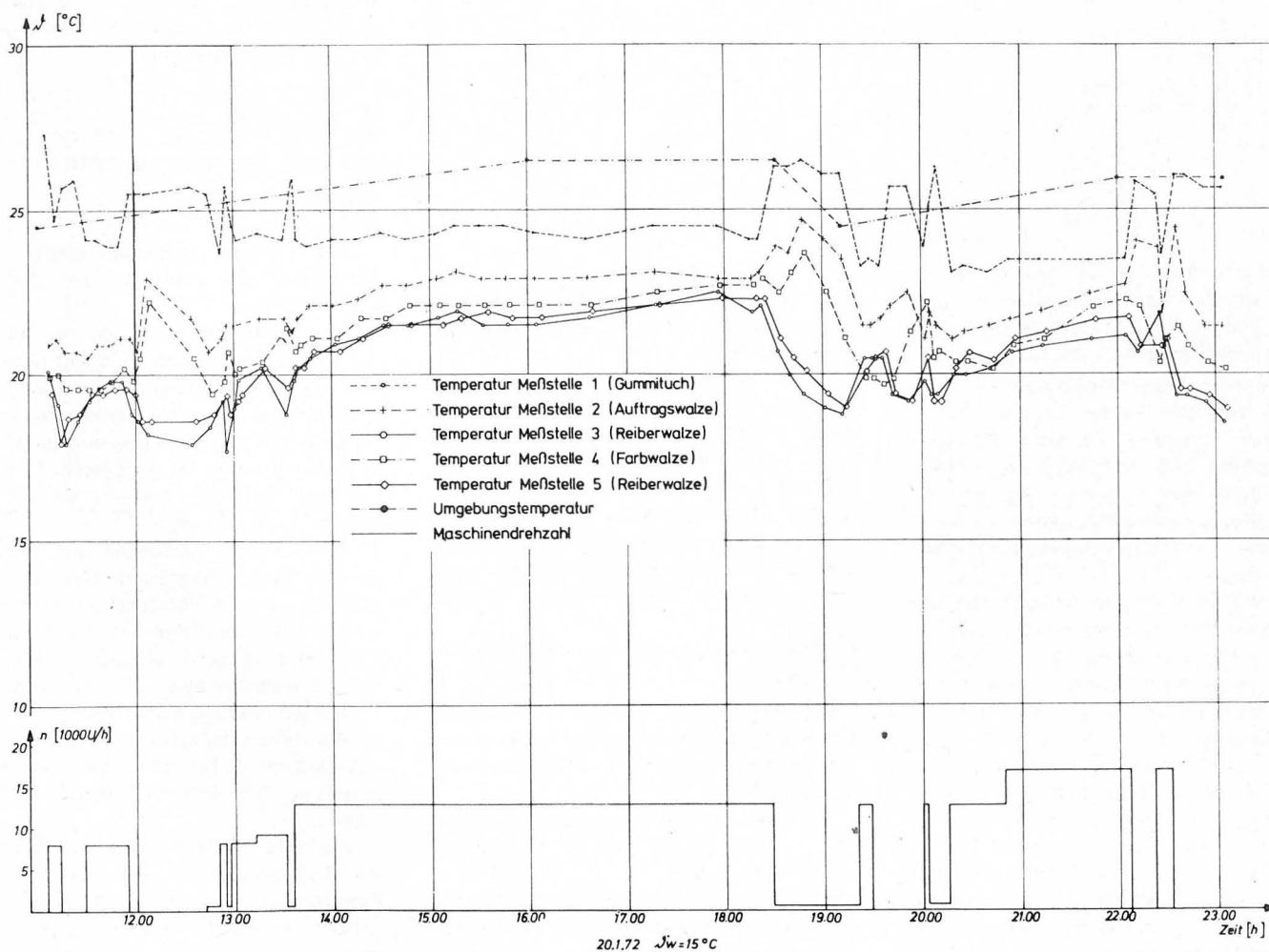
4. Versuche an einer temperierbaren Offset-Rollenrotationsmaschine

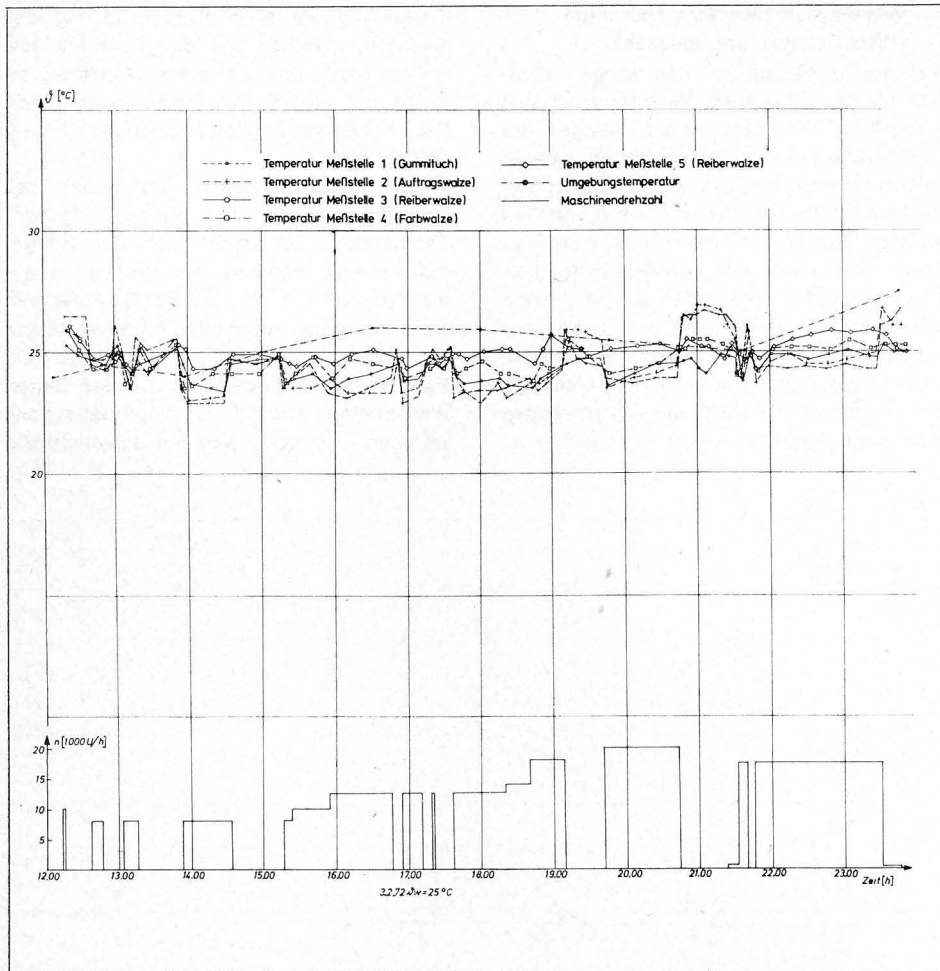
Aus den Überlegungen des vorigen Kapitels wurde ein neues Versuchsprogramm aufgestellt, bei dem einige Mängel der ersten Messungen berücksichtigt werden sollten. Unterstützt von einer Großdruckerei konnten im Rahmen einer Diplomarbeit gezielte Messungen am Schwarzfarbwerk einer Offset-Rollenrotationsmaschine verwirklicht werden, bei denen es sich zeigen sollte, ob eine Erwärmung der Reiber, besonders beim Anlaufvorgang, von Vorteil ist oder nicht. Dazu wurde an der Maschine ein mit einem einstellbaren Thermostaten regelbares Aggregat installiert, das sowohl

Erwärmung als auch starke Kühlung des Wassers erlaubte, das durch die Reiberwalzen floß. Die Temperaturkontrolle erfolgte mit einem Quecksilberthermometer. Die Kühlleistung des Aggregats betrug 8000 kcal/h.

Die rilsanbezogenen Stahlreiber des Farbwerks wurden mit Wasser folgender Temperaturen beschickt und die Temperaturverläufe während der Produktion gemessen: $\vartheta_w = 5, 15, 25, 35^\circ\text{C}$. Außerdem wurde noch die nicht temperierte Maschine gemessen. Zum Abschluß wurde noch ein Versuch gefahren, bei dem von der oberen Wassertemperatur (35°C) möglichst schnell während der Produktion auf die niedrigste

14





15

Wassertemperatur (5 °C) gekühlt wurde. Dabei wurden die Korrekturen der Farbzufuhr und am Feuchtwasserduktor, die der Drucker machen mußte, mit aufgenommen. Die Vorteile dieses Meßprogramms sind:

- Alle Versuche werden an der gleichen Maschine (gleiche Farbwerksgeometrie) durchgeführt und sind somit vergleichbar.
- Es wurde das gleiche Produkt gedruckt (etwa gleiche Farbschichtdicken).
- Wasser- und Umgebungstemperatur werden mitregistriert.
- Es wird über längere Zeiträume bei verschiedenen Betriebszuständen gemessen.

Die Umgebungstemperatur wurde mit einem Hygro-Thermographen neben dem Farbwerk registriert. Wegen des Trockners der Maschine, der nach außen sehr viel Wärme abgibt, muß die Temperatur direkt in Nähe der Maschine gemessen werden. Nachteilig war, daß diese Temperatur nicht konstant gehalten werden konnte. Der bei den Messungen zugrunde gelegte Emissionsfaktor $\varepsilon = 0,85$ gilt mit großer Genauigkeit sowohl für die Gummi- wie auch die rilsanbezogenen Stahlwalzen, deren Temperaturen dadurch ebenfalls erfaßt werden konnten.

Bild 11 zeigt das Walzenschema des untersuchten Farbwerks mit Angabe der Meßstellen und der temperierten Reiber. Das Abtasten der Meßstellen dauert etwa 3,5 Minuten und kann somit – verglichen mit den Produktionszeiträumen – als

„gleichzeitig“ angesehen werden. Vor Beginn jeder Meßreihe stand die Maschine längere Zeit, um einen Temperatursgleich zu gewährleisten.

Über die Messungen hinaus wurden noch einige theoretische Überlegungen angestellt wie das Temperaturgleichgewicht in Walzenfarbwerken zustande kommt. Dabei galt es im wesentlichen die Einflußgrößen kennenzulernen und in ihrer Wirkung größenordnungsmäßig abzuschätzen. Eine genaue Berechnung ist wegen diverser unbekannter Faktoren nicht möglich.

5. Die Meßergebnisse und ihre Interpretation

Die Bilder 12 bis 16 zeigen die Temperaturverläufe der verschiedenen Meßstellen innerhalb des Farbwerks als Funktion der Betriebszeit.

In Bild 12 ist die Maschine nicht temperiert, in Bild 13 bis 16 sind die Wassereinlauftemperaturen ϑ_w in die Reiber in Abständen von 10 °C gestuft, beginnend bei 5 °C. Grundsätzlich ist die Betriebszeit in drei Vorgängen einzuteilen:

a) *Anlauf*. Er führt i. allg. zur Erwärmung. Im ersten Moment des Anlaufs sinkt normalerweise die Temperatur (Ausnahme: die temperierten Reiberwalzen selbst). Ursache hierfür ist der kühlende Farbstrom und die plötzlich einsetzende Konvektion, bevor in den Gummiwalzen Wärme erzeugt wird.

b) *Produktion*. Der Temperaturgradient einzelner Walzen wird kleiner und ist im Grenzfall Null.

In diesem Zeitraum sollte die eigentliche störungsfreie Produktion stattfinden. Zu Beginn dieser Produktionsphase steigt die Temperatur generell mit Ausnahme der starken Reibertemperierung mit $\vartheta_w = 35$ °C. In diesem Zeitraum wird die Wärmeenerzeugung voll wirksam und es dauert bei ungünstigen Verhältnissen ca. eine Stunde, bis eine gleichmäßige Temperatur erreicht ist.

c) *Stillstand* nach der Produktion. Je nach vorausgegangener Temperatur und je nach Lage und Art der Walze im Farbwerk sinken oder steigen die Temperaturen. Bei plötzlichem Produktionsunterbruch steigen generell die Temperaturen der Gummiwalzen, da ein großer Teil der Wärmeabfuhr (erzwungene Konvektion, Farbe, Feuchtwasser) nicht mehr wirksam wird. Die Temperatur der Reiberwalzen hängt von der auch bei Stillstand noch laufenden Reibertemperierung ab. Ordnet man für einen Überblick die Meßresultate nach der Größe der auftretenden Temperaturdifferenzen, so ergibt sich folgende Zusammenstellung.

Geringe Temperaturdifferenz

Bild 15 $\vartheta_w = 25$ °C; $\vartheta_u \cong 25$ °C

Bild 12 $\vartheta_u \cong 24$ °C

Bild 14 $\vartheta_w = 15$ °C; $\vartheta_u \cong 26$ °C

Bild 13 $\vartheta_w = 5$ °C; $\vartheta_u \cong 22$ °C

Größte Temperaturdifferenz

Bild 16 $\vartheta_w = 35$ °C; $\vartheta_u = 21$ °C

Die Umgebungstemperaturen sind durchschnittliche Werte für den Zeitraum der Messungen.

Eine Reibertemperierung mit Wasser von Umgebungstemperatur bringt nach den Messungen die geringsten Temperaturdifferenzen innerhalb des Farbwerks, wohingegen eine starke Kühlung oder auch eine Erwärmung zu weitaus größeren Temperaturdifferenzen führt als ein Verzicht auf jegliche Temperierung.

Um aus den Messungen die Temperatur des Temperiermediums Wasser zu bestimmen, die die Temperaturdifferenz Null im Farbwerk zur Folge hat, wurde Bild 17 gezeichnet. Hier ist die sich einstellende Farbwalzentemperatur als Funktion der Reibertemperierung aufgetragen.

Die Walzentemperaturen wurden aus den Bildern 12 bis 16 jeweils nach Erreichen des Temperaturgleichgewichts abgelesen.

Aus Bild 17 sieht man einmal sehr gut die Temperaturdifferenzen innerhalb des Farbwerks und auch den Bezug zur Umgebungstemperatur. Interessant ist besonders der Schnittpunkt aller Linien ($\vartheta_w = 19$ °C, $\vartheta_F = 23,5$ °C), da hier offensichtlich alle Walzen des Farbwerks gleiche Temperatur haben.

Soll das Farbwerk Umgebungstemperatur haben – eine Forderung, die auch wirtschaftlich gesehen ihre Berechtigung hat – so findet man aus Bild 17, daß zur Erfüllung einer solchen Bedingung die Wasser-

temperatur knapp (ca. 1 Grad) unter Umgebungstemperatur sein müßte.

Die Temperierung beeinflusst die Temperatur auf dem Gummitch i. allg. nicht, sondern nur in Extremfällen. Sie ist – wie die Messungen zeigen – in erster Linie abhängig von der Umgebungstemperatur und liegt meist 1 °C unter dieser, solange das Feuchtwasser konstante Temperatur hat. Eine Änderung ist nur über eine Temperierung des Feuchtwassers möglich.

In diesem Zusammenhang sollte die fragwürdige Rolle des Trockenofens erwähnt werden, der mit seiner enormen Wärmeabstrahlung eine gleiche Temperatur in allen Farbwerken unmöglich macht.

5.1 Farb- und Wasserführung bei verschiedener Reibertemperatur

An der Druckmaschine wird immer wieder beobachtet, daß der Bedienungsmann während der Produktion die Farbführung und die Wasserzufuhr reguliert. Diese Eingriffe bringen die Maschine kurzzeitig aus dem Gleichgewicht. Es sollte daher untersucht werden, wie weit sie mit der Temperatur des Farbwerks im Zusammenhang stehen. Dazu wurde gezielt eine Störung des Temperaturgleichgewichts veranlaßt, indem von einer Wassertemperatur $\vartheta_w = 31\text{ °C}$ so schnell als möglich im Verlauf der Produktion auf $\vartheta_w = 5\text{ °C}$ abgekühlt wurde.

Zusätzlich zu den bisherigen Meßstellen

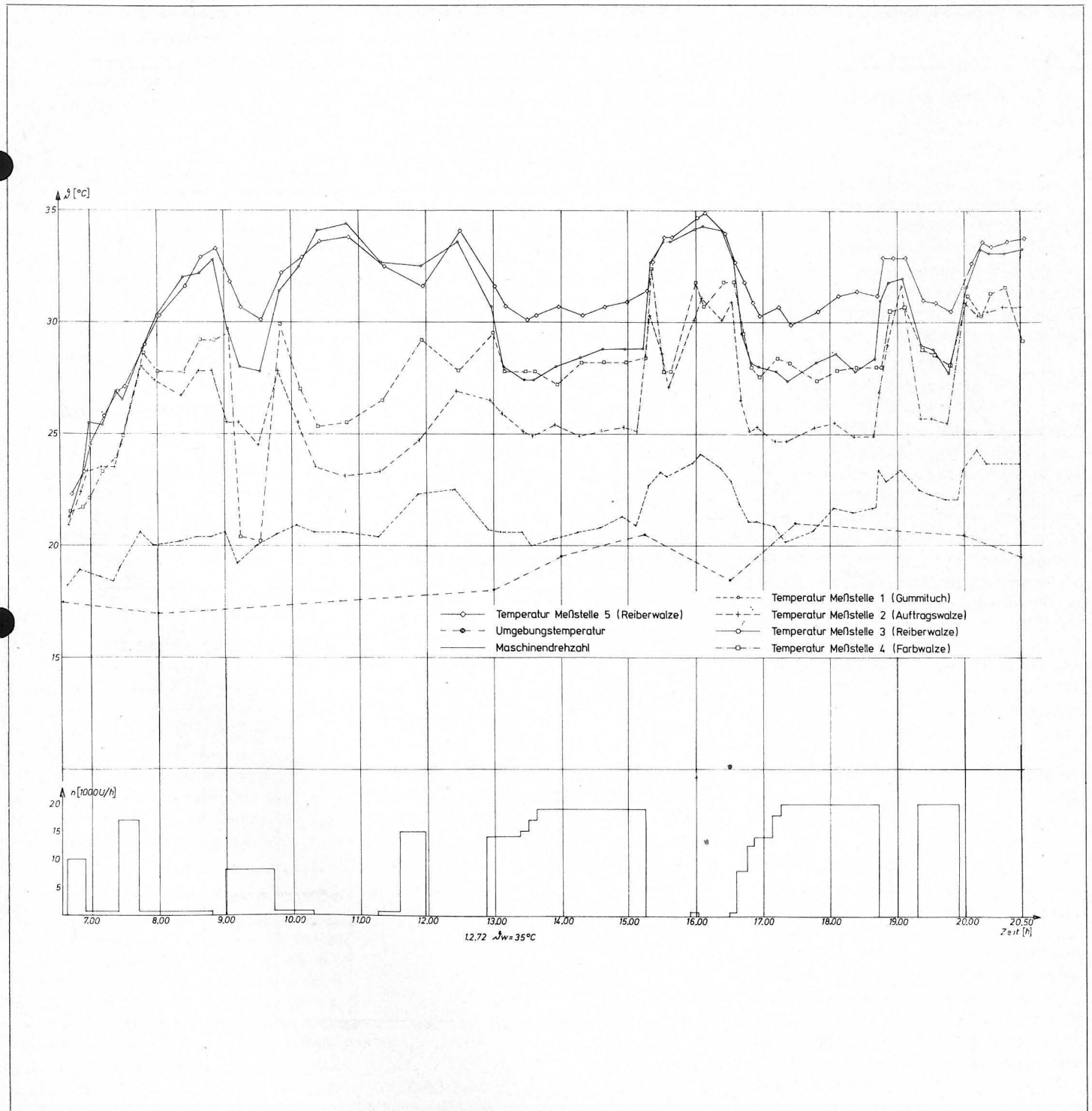
wurde die Regulierung der Farb- (Duktordrehzahl) und der Feuchtwasserführung (Drehzahl des Feuchtwasserdukts) mitbeobachtet. Das Ergebnis ist in Bild 18 aufgetragen.

Aus Bild 18 ist zu ersehen, daß das Feuchtwasser mit zunehmender Kühlung des Farbwerks recht stark zurückgenommen wird, die Farbe hingegen nur geringfügig. Der Eingriff in die Maschine erfolgt zeitlich versetzt gegenüber der Temperatursenkung im Farbwerk.

Der geringere Wasserbedarf bei kühlerem Farbwerk wurde auch bei den Untersuchungen der FOGRA [14] gefunden.

Die Interpretation der Farbwegnahme

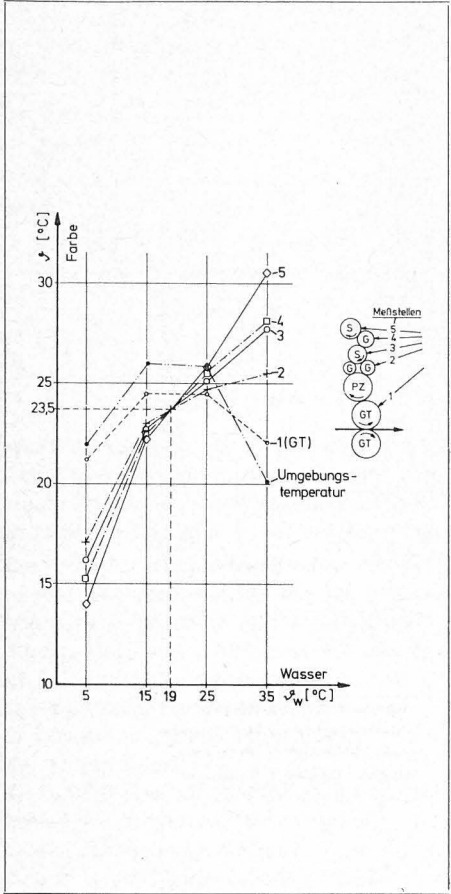
16



bereitet einige Schwierigkeiten. Geht man davon aus, daß zur Erzeugung eines gewünschten optischen Eindrucks eine bestimmte Farbschicht auf dem Bedruckstoff notwendig ist, so bedeutet das, daß bei dem gleichen Produkt und gleicher Qualität immer die gleiche Farbmenge dem Farbwerk entnommen wird. Diese muß aus dem Farbkasten zugeführt werden, gleichgültig, welche Temperatur das Farbwerk hat, denn der optische Eindruck ist in diesen Bereichen von der Temperatur unabhängig.

Es muß also vermutet werden, daß die Farbwegnahme — sie ist übrigens recht gering — nur eine momentane Maßnahme ist, die zu einem späteren Zeitpunkt wieder korrigiert wird. Als augenblickliche Ursache für die Änderung der Farbzufuhr kann die Verschiebung der Farbspaltungs-

17



12

ebene mit der Temperatur angesehen werden.

Ist die Farbspaltung bei zwei Walzen gleicher Temperatur etwa hälftig, so verschiebt sich die Spaltungsebene bei unterschiedlicher Temperatur der Walzen nach der wärmeren Walze hin, die demnach die dünnere Schicht trägt. Der Grund dafür liegt in dem Viskositätsgefälle. In einem kleinen Test an einem Einfärbegerät konnte über eine gravimetrische Schichtdickenbestimmung in der Tendenz die Richtigkeit dieser Behauptung bestätigt werden. Die Unterschiede sind allerdings nicht sehr groß.

Bestimmt man den Farbfluß aufgrund der Temperaturverteilung vor und nach der Abkühlung, so kommt man sogar zu dem Schluß, daß im letzteren Fall kurzfristig die

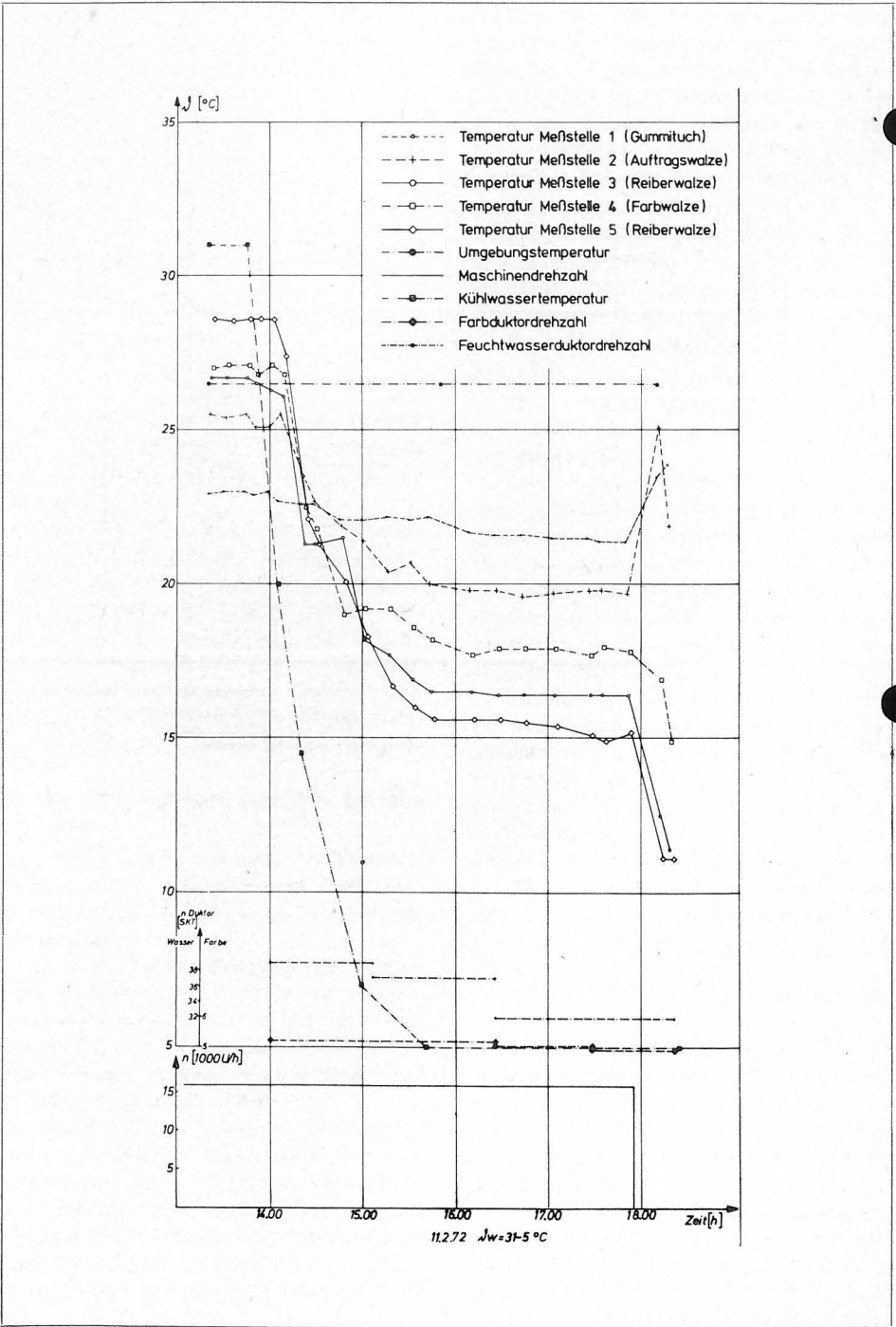
vom Heber abgenommene Schichtdicke größer sein muß als zuvor.

Dies ergibt sich aus der Änderung der Temperaturreihenfolge im Farbwerk nach Bild 17.

Vorher: $\vartheta_1 < \vartheta_2 < \vartheta_0 < \vartheta_3 < \vartheta_4 < \vartheta_5$
Nachher: $\vartheta_5 < \vartheta_3 < \vartheta_4 < \vartheta_2 < \vartheta_1 < \vartheta_0$

Im Laufe der Abkühlung geht die Temperatur der Walze 5 ständig zurück. Damit vermutlich auch die derjenigen Walze, welche die Farbe vom Heber erhält. Die Spaltungsebene verschiebt sich zum Heber hin und der abgenommene Farbstreifen ist dicker als vorher. Von einer Verformung des Duktorspaltes infolge der Temperatur kann abgesehen werden, da der Farbkasten von der Temperierung kaum beeinflusst ist und in etwa Umgebungstemperatur hat.

18



12

6. Theorie der Wärmeerzeugung

Zur Analyse der Temperaturänderungen im Farbwerk müssen die möglichen Quellen des Energieverlustes ausfindig gemacht und bewertet werden. Dafür kommen in Frage:

- a) die innere Dämpfung des Belagmaterials,
- b) Reibung an den Walzenoberflächen in Umfangsrichtung und quer dazu (Changierung),
- c) Lagerreibung,
- d) Fließwiderstand der Farbe.

Das sich im Farbwerk einstellende Temperaturgleichgewicht muß im thermodynamischen Zusammenhang zwischen der Wärmeerzeugung und der Wärmeabfuhr gesehen werden. Wir beginnen mit der Wärmeproduktion.

6.1 Berechnung der Wärmemengen infolge Walkarbeit

Walzenfarbwerke von Druckmaschinen erwärmen sich, ohne daß eine Wärmemenge von außen zugeführt wird. Die gleiche Beobachtung machen wir, wenn wir nach längerer Fahrt die Reifen eines Automobils anfassen. Beiden gemeinsam sind eine schnelle, wiederkehrende Verformung und ein vernetztes gummiartiges Polymer.

Der Zweck des folgenden Abschnittes ist es, das Verständnis für die stattfindenden Vorgänge zu erweitern und ein Gefühl für die Größenordnung der entstehenden Wärmemengen zu vermitteln. Auch wenn bei der Rechnung Voraussetzungen gemacht werden, die in der Praxis nicht exakt zutreffen, so ist doch eine relative Vergleichsbasis geschaffen, um bei praktischen Gegebenheiten die Wärmeproduktion abzuschätzen.

6.1.1 Methode I: Berechnung der Wärmemenge durch Integration von Spannung und Verformung

Die Belagmaterialien der Farbwerkswalzen sind viskoelastische Stoffe, deren Spannungs-Dehnungsverhalten im Modell durch Feder- und Dämpfer-Kombination wiedergegeben wird. Die Dämpfer symbolisieren im Modell den Anteil an mechanischer Verformungsenergie, der in Wärme verwandelt wird und damit die Temperaturänderung bewirkt. Die gesamte in ein solches Material gesteckte Verformungsenergie hat demnach zwei Anteile:

- a) eine gespeicherte elastische Energie,
- b) eine in Wärme umgeformte Energie, die einen Verlust bedeutet.

Demzufolge ist ein viskoelastisches Material bei periodischer Verformung durch einen Speichermodul, einen Verlustmodul und den Verlustfaktor $\tan \delta$ charakterisiert. Die Dehnungs-Spannungskurve dafür ist eine Ellipse mit einer Hysteresefläche, die ein Maß für die durch innere Dämpfung in Wärme umgewandelte Verformungsenergie ist. Rechnerisch stellt sich dieser Sachverhalt wie folgt dar:

Die Dehnung sei $\epsilon = \epsilon_0 \cdot \sin \omega t$ [2]

Die Spannung ist phasenverschoben:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \sin(\omega t + \delta) \quad [3]$$

Mit $\epsilon/\epsilon_0 = x$, $\sigma/\sigma_0 = y$ und $\omega t = \arcsin x$

ergibt sich die Gleichung:

$$x^2 - 2xy \cos \delta + y^2 - \sin^2 \delta = 0 \quad [4]$$

Dies ist die Gleichung für eine Kurve zweiter Ordnung (Kegelschnitt). Über die Invarianten kann man nachweisen, daß es sich hier um die Gleichung einer Ellipse handelt. In Bild 19 ist eine solche Ellipse für einen Winkel $\delta = 14^\circ 50'$ maßstäblich aufgezeichnet.

Die Fläche der Ellipse stellt die auf die Volumeneinheit bezogene Verlustarbeit dar, die bei einer rein periodischen Verformung aufzubringen ist. Sie errechnet sich für einen Zyklus aus:

$$q_e = \int \sigma d\epsilon = \int_0^{2\pi/\omega} \sigma \frac{d\epsilon}{dt} dt \quad [5]$$

Setzt man die Spannung und die Dehnung nach den Gleichungen [2] und [3] ein,

so erhält man nach durchgeführter Integration:

$$q_e = \pi \cdot \sigma_0 \cdot \epsilon_0 \cdot \sin \delta = \pi \cdot E''(\omega) \cdot \epsilon_0^2 \cdot \sin \delta(\omega) \quad [6]$$

oder ausgedrückt mit dem Verlustmodul $E'' = E'' \cdot \sin \delta$:

$$q_e = \pi \cdot E''(\omega) \cdot \epsilon_0^2 \quad [6a]$$

Diese Gleichung gibt die bei periodischer Verformung pro Volumeneinheit entstehende Wärme, ausgedrückt in mechanischen Einheiten, an. Sie gibt einen ersten Hinweis für die Verwendbarkeit eines Materials in bezug auf die Temperaturerhöhung. Der Verlustmodul $E''(\omega)$ muß bei den praktisch vorkommenden Frequenzen klein sein.

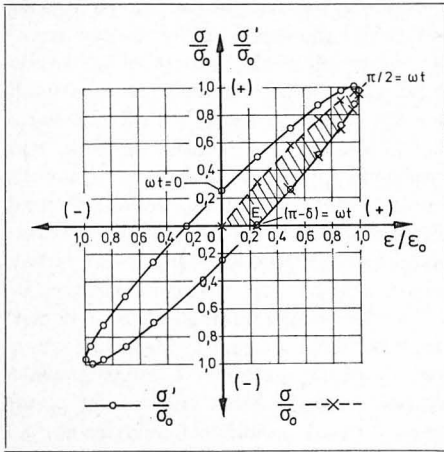
Die Verformungsamplitude geht quadratisch in die Verlustenergie ein.

Die Dämpfung, die auf innere Molekülreibung zurückzuführen ist, wird um so größer, je kürzer die Deformationszeiten werden, d. h. der $\tan \delta$ steigt mit steigender Frequenz leicht an. Genau entgegengesetzt verläuft die Abhängigkeit von der Temperatur. Der $\tan \delta$ wird mit steigender Temperatur geringer. Qualitativ gilt für den komplexen E-Modul E^* das gleiche wie für $\tan \delta$. Die bei höheren Verformungsfrequenzen mehr erzeugte Wärme führt zu einer Temperatursteigerung. Mit dieser ist aber ein geringerer $\tan \delta$ und somit wieder eine abnehmende Wärmeproduktion verbunden. Dieser kompensierende Effekt ist neben der äußeren Wärmeabfuhr dafür verantwortlich, daß die Temperaturerhöhung nicht beliebig groß wird.

Mit diesen grundlegenden Erkenntnissen kann man jetzt die Verhältnisse im Farbwerk näher untersuchen.

Die beim Abrollen der Walzen an der Oberfläche der Gummiwalze stattfindende Verformung ist nicht rein periodisch, kann aber in erster Näherung als die Halbwelle eines Sinus angesehen werden. Berechnet man für ein Standard-Festkörpermodell (3 Parameter), das stellvertretend für das Belagsmaterial steht, die Spannung in der Druckzone, so ergibt sich mit den passenden Randbedingungen (4):

$$\sigma = \sigma_0 [\sin(\omega t + \delta) - \sin \delta \cdot e^{-\omega t z}] \quad [7]$$



19

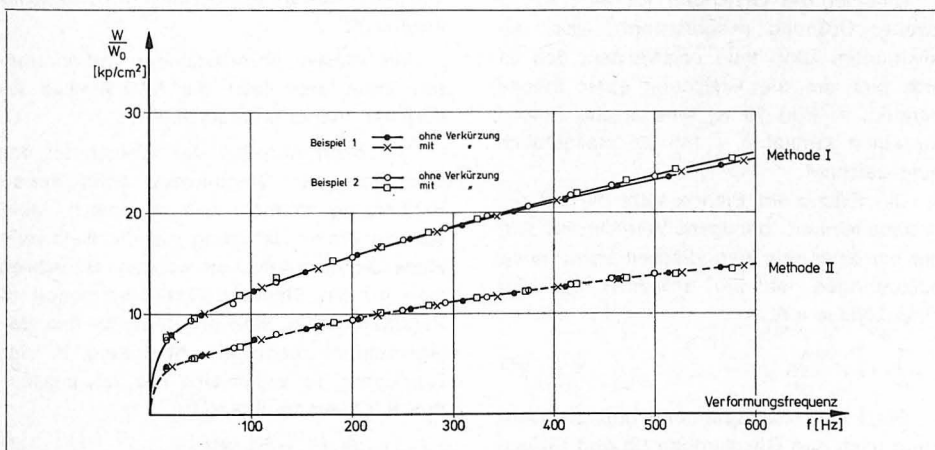
Diese Spannung ist in Bild 19 für die äußere Randfaser der Gummiwalze über der Dehnung ϵ aufgetragen. Die gesamte Kurve liegt im ersten Quadranten, die Verlustfläche ist schraffiert. Die Restverformung $\epsilon_0 \cdot \sin \delta$ im Punkt E bildet sich nach Verlassen der Druckzone aufgrund der inneren Spannungen in der Gummiwalze zurück. Die Spannung an der freien Oberfläche ist dabei Null.

Die Berechnung des Energieverlustes für eine Umdrehung der Walze, also für einen Verformungszyklus der gesamten Gummischicht kann über die Bestimmung der schraffierten Fläche Bild 19 erfolgen. Dieser Arbeitsanteil errechnet sich aus der Konturintegration über der geschlossenen Kurve in Bild 19, deren Flächeninhalt schraffiert ist. Die Integration erfolgt in mathematisch positivem Sinn, also links herum. Sie ergibt für den Koordinatenabschnitt von 0 bis E Null. Nach dem Green'schen Satz gilt für die Restkontur:

$$\oint (\sigma d\epsilon - \epsilon d\sigma) = 2q \quad [8]$$

Dabei ist q die Arbeit pro Volumeneinheit für eine Umdrehung. Spannung und Verformung sind in der Druckzone für die Oberfläche der Gummiwalze bekannt (Gleich. 2 u. 7). Um die Wärmeenergie für die gesamte Schicht des Belagmaterials zu rechnen, müssen Annahmen für die Verteilung der Dehnung und Spannung über dem Radius getroffen werden. Diese

21



14

lauten: Die Radialspannung sei in dem durch die Druckzone bestimmten Kreissegment bis zum Walzenkern sinusförmig. Die Radialverschiebung S_0 nehme linear mit dem Radius ab und ist am Walzenkern Null (Bild 20).

Die Verformungsbehinderung am vergleichsweise starren Stahlkern und in Umfangsrichtung durch das geschlossene Belagmaterial machen diese Annahme auch plausibel. Die Linearität der Radialverschiebung kann zudem durch Auswertung kinematografischer Bilder eines Polarkoordinatennetzes bestätigt werden, das in eine Gummiwalze eingebaut ist. Die Bilder wurden bei Rollversuchen sowohl im statischen als auch im dynamischen Zustand aufgenommen. Zeichnet man bei der Auswertung des verformten Polarkoordinatennetzes die Radialverschiebung als eine Funktion des Radius auf, so ergibt sich mit sehr guter Genauigkeit eine Gerade. Geringe Abweichungen sind in unmittelbarer Nähe des Walzenkerns vorhanden, die jedoch ihre Ursache in der schwierigen Auswertung der Bilder haben können.

Führt man nach Einsetzen der Gleichungen [2] und [7] die Konturintegration durch, so ergibt sich:

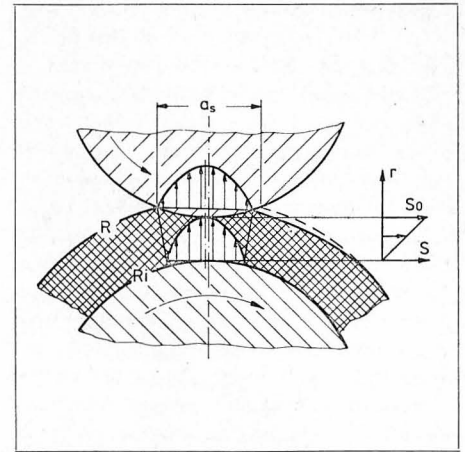
$$2q = \sigma_0 \cdot \epsilon_0 \sin \delta \left\{ -(\pi - \delta) + \frac{2z}{z^2 + 1} - \frac{e^{-(\pi - \delta)z}}{z^2 + 1} [(z - 1) \sin(\pi - \delta) + (z + 1) \cdot \cos(\pi - \delta)] \right\} \quad [9]$$

Die Integration erfolgt dabei über den eigentlichen Parameter, die Zeit t , innerhalb der Grenzen 0 bis $(\pi - \delta)/\omega$. Auf die ausführliche Darstellung des Rechengangs soll an dieser Stelle verzichtet werden.

Das letzte exponentiell abklingende Glied in Gleichung [9] ist sehr klein gegenüber den beiden ersten Gliedern und kann vernachlässigt werden. Mit $\sigma_0 = E^* \cdot \epsilon_0$ wird:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \epsilon_0^2 \cdot E^* \sin \delta \left[-(\pi - \delta) + \frac{2z}{z^2 + 1} \right] \quad [10]$$

q ist die auf die Volumeneinheit bezogene Verlustenergie. q wird insgesamt gesehen negativ, da es für die Gummiwalze einen Verlust bedeutet. Der Anteil $(\pi - \delta)$ stellt die Ellipsenfläche im ersten Quadranten von Bild 19 dar. Über die Materialkennwerte E^* und δ ist auch q eine Funktion der Temperatur und der Verformungsfrequenz.



20

Bei einer Umdrehung der Gummiwalze eines Zweizylindersystems wird das gesamte Volumen V des Belagmaterials genau einmal verformt. Hat man mehrere Berührstellen, so muß mit der Anzahl der Berührstellen multipliziert werden.

Die linear zum Walzenkern abnehmende Radialverschiebung $S(r) = S_0(r - R_i)$ ($R_v - R_i$) ergibt eine konstante Dehnung

$$\epsilon(r) = S(r)/(r - R_i) = \epsilon_0 = S_0/(R_v - R_i)$$

In diesem Fall errechnet sich die gesamte Verlustenergie für eine Umdrehung der Gummiwalze eines Zweizylindersystems zu:

$$W_l = q \cdot V = q \cdot \pi (R_v^2 - R_i^2) \cdot L$$

Nach Einsetzen von ϵ_0 und $R_v^2 - R_i^2 = (R_v + R_i)(R_v - R_i)$ ergibt sich der folgende Ausdruck:

$$W_l = \frac{1}{2} \cdot S_0 \cdot \epsilon_0 \cdot \pi (R_v + R_i) \cdot L \cdot E^* \sin \delta \left[-(\pi - \delta) + \frac{2z}{z^2 + 1} \right] \quad [11]$$

Faßt man die bei einem vorliegenden Problem gegebenen geometrischen Größen zu $W_{01} = \frac{1}{2} \cdot S_0 \cdot \epsilon_0 \cdot \pi L (R_v + R_i)$ zusammen, so drückt das Verhältnis

$$\frac{W_l}{W_{01}} = E^* \sin \delta \left[-(\pi - \delta) + \frac{2z}{z^2 + 1} \right] \quad [12]$$

allein die Materialabhängigkeit aus (Bild 21). Bei gleichem viskoelastischen Belagmaterial muß für eine beliebige Anordnung nur noch mit der Größe W_0 multipliziert werden, um die Verlustarbeit pro Umdrehung zu erhalten.

Die in dem gesamten Farbwerk durch die viskoelastische Walkarbeit stündlich entstehende Wärmemenge kann näherungsweise mit

$$Q_t = W_l \cdot \frac{v \cdot m}{2\pi R_v} \cdot \frac{3600}{427} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad [13]$$

angegeben werden. W_l ist in [mkp] einzusetzen.

Für die Aufstellung dieser Formel wurde das gesamte Farbwerk durch m gleiche Zweizylindersysteme mit den repräsentativen Radien R_v und R_{st} ersetzt. Jede Berührstelle innerhalb des Farbwerks entspricht einem Zweizylindersystem, bestehend aus einer Stahlwalze (Radius R_{sti}) und einer viskoelastischen Gummiwalze (Radius R_{vi}). Werden die Radien sämtlicher auf diese Weise gebildeter Zweizylindersysteme gemittelt, so erhält man ein für

das betrachtete Farbwerk repräsentatives Zweiwalzensystem mit den Radien R_{St} und R_v . An ihm kann die Verlustarbeit infolge der viskoelastischen Materialeigenschaften des Belagmaterials errechnet werden.

Die gesamte Wärmemenge ist dann nur noch mit der Anzahl m der Berührstellen zu multiplizieren. Bei anderer Vorgehensweise müßten für m unterschiedliche Zweiwalzensysteme die Einzelarbeiten nach dem gleichen Verfahren gerechnet und addiert werden. Dieser Mehraufwand ist hinsichtlich der Auswirkung auf die mittlere Farbwerkstemperatur aber nicht gerechtfertigt.

Das im Farbwerk tatsächlich verformte Volumen unterscheidet sich von dem aus $m \cdot \pi (R_v^2 - R_{St}^2) \cdot L$ errechneten Volumen von m repräsentativen Zweiwalzensystemen um weniger als 0,1%. Nur bei der gezielten Analyse einzelner Farbwerkspartien kann es angebracht sein, mit den jeweiligen Radien der betroffenen Berührstellen zu rechnen.

Die pro Stunde aufgrund viskoelastischer Verluste entstehende Wärmemenge Q_v ist auf die Umdrehungen n_h [U/h] des Plattenzylinders mit dem Radius R bezogen, damit der Vergleich mit den Messungen einfacher ist.

Die Umrechnung auf die Umfangsgeschwindigkeit, die der Papierbahngeschwindigkeit entspricht, erfolgt über $v = \pi \cdot n_h \cdot R / 1800$ [m/s], wenn n_h in [U/h] und R in [m] eingesetzt werden. Damit wird Gleichung [13] zu:

$$Q_v = W_v \cdot n_v \cdot m / 427 = W_v \cdot n_h \cdot \frac{R}{R_v} \cdot \frac{m}{427} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad [13a]$$

6.1.2 Methode II: Berechnung der Wärmemenge mit Hilfe des viskoelastischen Verlustmoments

Eine zweite Möglichkeit, den in Wärme umgewandelten Anteil der Arbeit zu errechnen, bietet sich über eine energetische Betrachtungsweise. Wie in (4) ausgeführt, erzeugt die beim Rollen zweier Walzen auftretende asymmetrische Druckverteilung ein Moment in bezug auf die Walzenmittelpunkte. Das Moment wird gebildet aus der Resultierenden der Druckverteilung und dem Abstand zur Verbindungslinie der Walzenmittelpunkte. Dieses gegenüber der Kombination aus zwei Stahlwalzen zusätzliche Rollmoment hat seine Ursache lediglich in den viskoelastischen Eigenschaften der Gummiwalze.

Die Grundlage der Rechnung ist wie bei der ersten Methode nur die Radialspannungsverteilung in der Berührzone. Zusätzliche tangentielle Randspannungen sind vernachlässigt. Um zu erkennen, welches Moment am Antrieb der Stahlwalze aufgebracht werden muß, müssen die in der Druckzone wirkenden inneren Kräfte durch Schneiden freigelegt werden. Wir betrachten den stationären Zustand ($n = \text{konst.}$, keine Beschleunigungskräfte). Die Resultierende der asymmetrischen Druckverteilung sei P . Sie wirkt auf beide Walzen. Damit die Drehbewegung der angetrie-

benen Stahlwalze auf die viskoelastische Walze übertragen wird, ist eine Tangentialkraft T nötig.

Das Momentengleichgewicht an beiden Walzen führt zu folgenden Gleichungen:

$$\text{Gummiwalze: } T \cdot R_v - P \cdot a_0 = 0$$

$$\text{Stahlwalze: } T \cdot R_{St} + P \cdot a_0 - M_{an} = 0 \quad [14]$$

Das Produkt $P \cdot a_0$ wird nach (4) als viskoelastisches Moment M_v bezeichnet. Für das nur zum Aufbringen der Verformung notwendige Antriebsmoment M_{an} ergibt sich damit: $M_{an} = M_v (1 + \frac{R_{St}}{R_v})$ [15]

Formelmäßig wird das viskoelastische Verlustmoment in (4) angegeben mit:

$$M_v = E^* \cdot \epsilon_0 \cdot L \cdot \frac{a_0^2}{\pi^2} \cdot \left[\frac{\pi}{2} (1 + \cos \delta) - (\pi - \delta) + \sin \delta \cdot \left(1 + \frac{1}{z^2} - \frac{\pi}{2z} \right) - \frac{1}{z} \sin \delta \left(\frac{1}{z} + \frac{\pi}{2} - \delta \right) \cdot e^{-[\pi - \delta]z} \right] \quad [16]$$

Multipliziert man M_{an} mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{St} , so ergibt sich eine Antriebsleistung, die nur wegen der viskoelastischen Verluste notwendig ist. In einem geschlossenen System — als ein solches kann man ein reibungsfrei gelagertes Modell eines Zweiwalzensystems ansehen — kann die Antriebsleistung wegen der Erhaltung der Energie nur in Wärme umgewandelt werden, da auch sonst keine weiteren Energieformen auftreten.

Die für den Antrieb des Systems notwendige Verlustarbeit errechnet sich für eine Umdrehung der Stahlwalze aus:

$$W_{II} = \int_0^{2\pi} M_{an} d\varphi = M_{an} \cdot 2\pi \quad [17]$$

Durch Einsetzen der Gleichungen [15] und [16] erhält man:

$$W_{II} = \frac{1}{2} E^* \cdot \epsilon_0 \cdot L \cdot \frac{a_0^2}{\pi^2} \cdot \left(1 + \frac{R_{St}}{R_v} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{2} (1 + \cos \delta) - (\pi - \delta) + \sin \delta \cdot \left(1 + \frac{1}{z^2} - \frac{\pi}{2z} \right) - \frac{1}{z} \sin \delta \left(\frac{1}{z} + \frac{\pi}{2} - \delta \right) \cdot e^{-[\pi - \delta]z} \right] \quad [18]$$

Auch hier kann man wieder alle geometrischen Größen zu

$$W_{0II} = \frac{1}{2} E^* \cdot \epsilon_0 \cdot L \cdot \frac{a_0^2}{\pi^2} \cdot \left(1 + \frac{R_{St}}{R_v} \right)$$

zusammenfassen. Der Ausdruck W_{II}/W_{0II} gibt die reine Materialabhängigkeit an, wenn man nach Methode II rechnet (Bild 21).

$$\frac{W_{II}}{W_{0II}} = E^* \cdot \left[\frac{\pi}{2} (1 + \cos \delta) - (\pi - \delta) + \sin \delta \cdot \left(1 + \frac{1}{z^2} - \frac{\pi}{2z} \right) - \frac{1}{z} \sin \delta \left(\frac{1}{z} + \frac{\pi}{2} - \delta \right) \cdot e^{-[\pi - \delta]z} \right] \quad [19]$$

Folgerichtig läßt sich wie bei Methode I die ständig entstehende Wärmemenge aus $Q_{II} = W_{II} \cdot n_{St} \cdot \frac{m}{427} = W_{II} \cdot n_h \cdot \frac{R}{R_{St}} \cdot \frac{m}{427} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$ [20] ermitteln. Ausgedrückt mit der Umfangsgeschwindigkeit:

$$Q_{II} = W_{II} \cdot \frac{v}{2\pi \cdot R_{St}} \cdot \frac{3600}{427} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad [20a]$$

R in Gleichung [20] ist wieder der Radius des Plattenzylinders der betrachteten Maschine.

Die durchschnittliche Anstellung zweier Walzen im Farbwerk wird meist in Streifenbreiten angegeben und liegt bei 6 bis 7 mm. Umgerechnet auf den direkten Zustellweg (Näherung der Walzenmittelpunkte) ergibt sich $S_0 = 0,10$ mm bis 0,15 mm.

Im folgenden soll rein rechnerisch mit Hilfe der beschriebenen Methoden die pro

Stunde erzeugte Wärmemenge für das in Bild 11 dargestellte Farbwerk bei einer Drehzahl des Plattenzylinders von $n_h = 15000$ U/h ausgerechnet werden. Für dieses Beispiel werden im weiteren alle erzeugten und abgeführten Wärmemengen exemplarisch berechnet und durch eine Wärmebilanz eine Gleichgewichtstemperatur des Farbwerks ermittelt.

Die Materialwerte, die zur Rechnung benutzt werden, sind echte Meßwerte an den Belagmaterialien aus Messungen am IDD (4). Zahlenwerte für das Farbwerk aus Bild 11 repräsentierende Zweiwalzensystem:

Radius der Stahlwalze: $R_{St} = 92,44$ mm

Radius der Gummiwalze: $R_v = 90,32$ mm

Radius des Plattenzylinders: $R = 141,5$ mm

Radius des Walzenkerns: $R_i = 78,32$ mm

Statische Druckzonbreite: $a_s = 7,4$ mm

Anstellung, Verschiebung: $S_0 = 0,15$ mm

Materialkennwerte für eine Verformungsfrequenz $f_0 = 250$ Hz; $E^* = 0,3167$ kp/mm²; $\delta = 17,62^\circ$; $z = 1,3$.

Im dynamischen Zustand verkürzt sich die statisch errechnete Druckzone a_s um etwa $\omega t = \delta$. Damit erhöht sich die tatsächliche Verformungsfrequenz f auf

$$f = \frac{\pi \cdot n_h \cdot R}{3600 \cdot a_s} \quad \text{mit } a = a_s \cdot \frac{\pi - \delta}{\pi}$$

Mit der Verformungsfrequenz steigen der komplexe E-Modul und der Verlustfaktor $\tan \delta$ und damit auch die entstehende Wärmemenge. Unter Berücksichtigung der Verkürzung der Druckzone ergibt sich:

$$Q_I \approx Q_{II} = Q_v = 99,4 \text{ Kcal/h}$$

Die im Gummi durch innere Reibung erzeugten Wärmemengen führen zu einer Temperaturerhöhung. Da die viskoelastischen Materialkennwerte aber mit steigender Temperatur sinken, tritt ein teilweise kompensierender Effekt auf.

Erweitert man die Rechnung auf alle an der Maschine möglichen Drehzahlen, so kann man die Abhängigkeit der entstandenen Wärmemengen, sowohl als Funktion der Zylinderdrehzahl und der Verformungsfrequenz als auch der Temperatur auftragen (Bild 21, 23 und 24).

Die Kurven zeigen außerdem einen Vergleich zwischen den Methoden I und II. Nach beiden Verfahren wurden die Wärmemengen ausgerechnet. Die Ergebnisse liefern eine außerordentlich gute Übereinstimmung der beiden Methoden, was retrospektiv gesehen eine Bestätigung der Annahmen bedeutet.

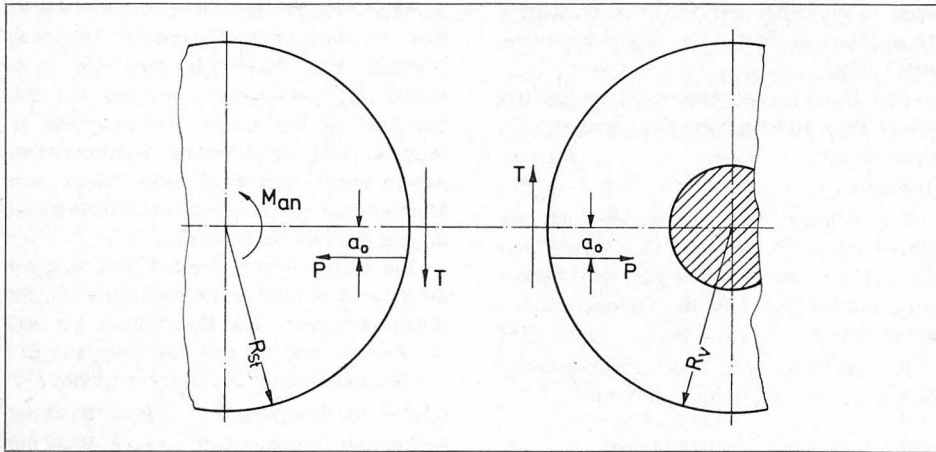
Die beiden gerechneten Beispiele sollen den Einfluß der Anstellung S_0 bzw. der Druckzonbreite deutlich machen. Sie gelten für das gleiche repräsentative Walzensystem.

1. Beispiel $S_0 = 0,15$ mm $a_s = 7,4$ mm

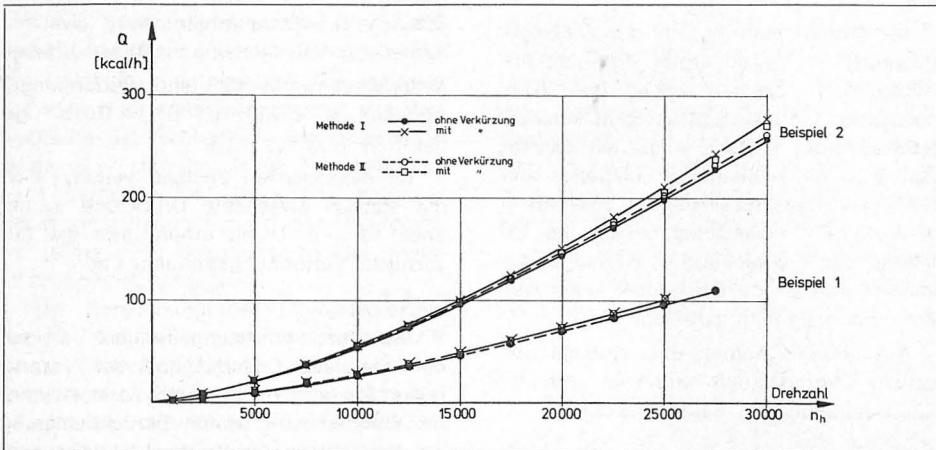
2. Beispiel $S_0 = 0,10$ mm $a_s = 6$ mm

Die Wirkung ungleicher Walzenzustellungen auf die Wärmeezeugung wird damit deutlich gemacht.

Die Kurven für W/W_0 geben die Materialabhängigkeit wieder und sind daher über der Verformungsfrequenz aufgetra-



22



23

gen. Multipliziert man sie mit der speziellen Walzengeometrie – ausgedrückt durch W_0 – so kann man sich die Verlustwärme infolge Walkarbeit auch für andere Walzenkombinationen errechnen. Dabei ist zu beachten, daß W_0 für die Methode II anders definiert ist, als für Methode I.

Die durch W/W_0 angegebene Materialfunktion ist unabhängig vom gewählten Beispiel. Die Kurven für beide Beispiele müssen rechnerisch für jede Methode identisch sein. Die geringen Abweichungen rühren von den experimentell ermittelten Kennwerten der Belagmaterialien.

Beide angewendete Methoden müssen als eine erste Näherung angesehen werden, da in beiden Fällen nur von einer Radialverformung ausgegangen wurde. Die Tangential- und Schubspannungen im Innern des Belagmaterials wurden bei Methode I nicht berücksichtigt. Kennt man die Tangentialverschiebung im Belag, so kann daraus ebenfalls über die Spannung eine Wärmemenge errechnet werden, die zu der aus der Radialverformung ermittelten addiert werden kann. Die in dieser Arbeit angegebenen Werte liegen demnach niedriger als die wirklichen.

Die Momentenmethode wird i. a. die etwas größeren Werte liefern, da hier die vernachlässigten tangentialen Randspannungen in der Druckzone nicht sehr groß sind, aber noch eine zusätzliche Verschiebung der Druckverteilung bewirken. Bei

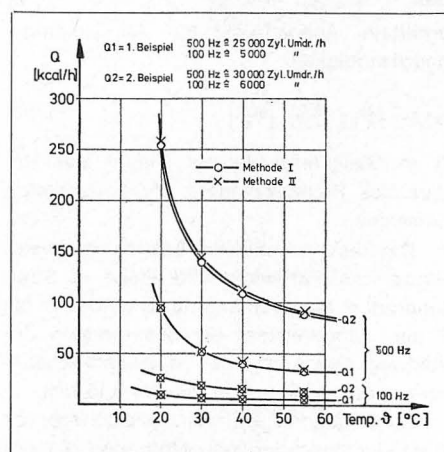
großen Radienunterschieden ist zu beachten, daß sich die für das viskoelastische Moment maßgebende Größe a_0 ebenfalls ändert. Für den theoretischen Grenzfall einer unendlich kleinen viskoelastischen Walze entsteht also kein unendlich großes Moment, da a_0 vorher gegen Null geht.

6.2 Weitere Quellen der Wärmeentwicklung

6.2.1 Wärmeentwicklung durch Reibung

Da die Zustellkraft der Walzen gegeneinander nicht direkt an der Maschine gemessen wurde, muß man sie aus der Integration der Spannungsverteilung berechnen.

24



$$F = \frac{L \cdot a}{\pi} \int_0^{\pi-\delta} \sigma \cdot d(\omega t) \quad [21]$$

$$F = \frac{L \cdot a}{\pi} E^* \cdot \epsilon_0 \left[1 + \cos \delta + \frac{1}{2} \cdot \sin \delta \cdot (1 - e^{-i(\pi-\delta)}) \cdot z \right] \quad [22]$$

Sie ist über die Materialkennwerte ebenfalls frequenz- und temperaturabhängig. Die Walzenlänge L beträgt 1335 mm. Die über die Spannungsverteilung errechneten Kräfte sind in Bild 25 und 26 dargestellt.

Aus Versuchen an Modellwalzenstühlen im IDD wurden die Kräfte experimentell bestimmt. Die gemessenen Werte liegen bei 0,15 – 0,17 kp/cm bei Verformungsfrequenzen zwischen 400 und 500 Hz. Modellmäßig übertragen ergibt das einen Anpreßdruck von 20 bis 22,5 kp für die Maschine, an der die Messungen gemacht wurden. Die Übereinstimmung mit den gerechneten Werten ist außerordentlich gut.

Die bei der Changierung aufzubringende Arbeit erhält man aus der Reibkraft und dem Changierweg s_{ch} .

$$W_{ch} = F \cdot \mu \cdot s_{ch} \quad [mkp] \quad [23]$$

Für die Paarung Gummi/Stahl und zähe Farbe wird $\mu = 0,2$ angenommen. Der Changierweg betrage $s_{ch} = 0,06$ m. In dem gemessenen Farbwerk befinden sich 11 Changierstellen, wobei alle acht Plattenzylinderumdrehungen eine Changierbewegung ausgeführt wird. Die Wärmemenge ergibt sich damit aus

$$Q_{ch} = \frac{W_{ch} \cdot n_h \cdot 11}{427 \cdot 8} \quad \left[\frac{kcal}{h} \right] \quad [24]$$

Ihr Verlauf gleicht wegen der konstanten Faktoren dem der Kraft in Bild 25 und 26. Im weiteren soll speziell für $n_h = 15000$ die Berechnung des Wärmegleichgewichts durchgeführt werden. Die Wärmemenge Q_{ch} beträgt dann z. B. 11,6 kcal/h.

6.2.2 Abschätzung von Lagerreibung und Fließwiderstand der Farbe

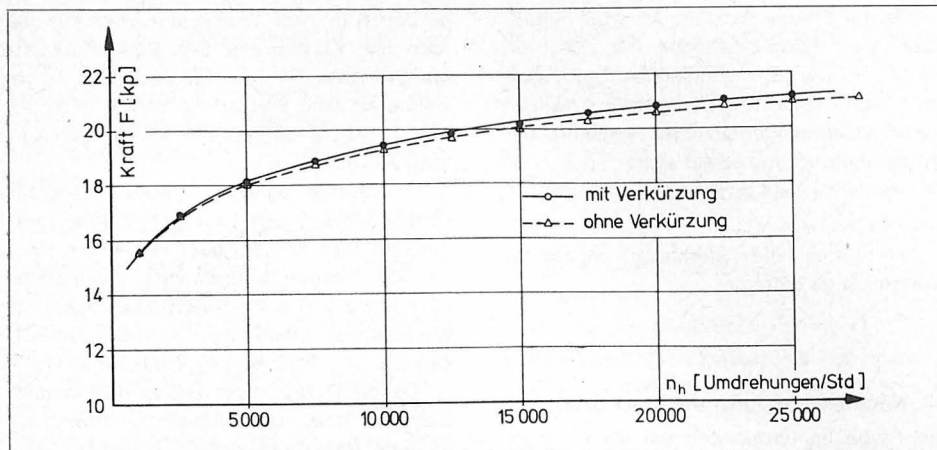
a) Lagerreibung

In diesem Abschnitt geht es im wesentlichen darum, die Richtung des Wärmefflusses zu beurteilen. Wenn außer der intern erzeugten Wärme noch eine weitere Wärmemenge in das Farbwerk fließen soll, so muß dessen mittlere Temperatur geringer sein als die der Lager. Die Eigenerwärmung der Lager ist eine Funktion des Reibmomentes $M_R = \mu \cdot P \cdot r$, wobei P die Radiallast und r der Bohrungshalbmesser ist. Durch unterschiedliche Fertigungstoleranzen ergeben sich voneinander abweichende Reibwerte $\mu = 0,001$ bis 0,0015 für Radiallager. Der Einfluß der Drehzahl auf das Reibmoment ist bis zu $n_g = 450000 \cdot (2r - 10)$ zu vernachlässigen.

Die Verlustleistung im Lager ist:

$$N_L = M_R \cdot \omega \quad \text{bzw.} \quad Q_L = \frac{2 \cdot M_R \cdot n_h \cdot \pi}{427} \quad \left[\frac{kcal}{h} \right] \quad [25]$$

als Wärmemenge ausgedrückt, wenn M_R in [mkp] eingesetzt wird. Rechnet man nach dieser Gleichung die Wärmemenge aus, so ergibt sich ein sehr kleiner Betrag $\left(0,05 \frac{kcal}{h} \right)$ pro Lagerstelle.



25

In den 26 Lagerstellen des Farbwerks werden demnach 1,3 kcal/h erzeugt. Diese Wärmemenge nimmt sich sehr klein aus und wird zu keiner Temperaturerhöhung führen, die einen Wärmefluß in das Farbwerk bewirkt.

In der Praxis sind aber bisher schon nicht hohe Lagertemperaturen gemessen worden. Das ist vor allem darauf zurückzuführen, daß die Reibwerte wesentlich höher liegen, als die in der Literatur angegebenen, die unter nicht praxisüblichen Schmierbedingungen ermittelt werden.

Eigene Messungen an Lagern belasteter Walzen ergaben Reibwerte, die etwa das Siebenfache angegebener Werte betragen. Bei Kenntnis der Lagertemperatur kann man entscheiden, ob ein merklicher Wärmefluß zum Farbwerk hin erfolgt und diesen bei der Wärmebilanz in Rechnung stellen.

Eine Fremderwärmung der Lager von der Seite der Zahnräder her ist ebenfalls zu prüfen. Da all diese Einflüsse nur schwer einer Rechnung zugänglich sind, empfiehlt es sich, die Lagertemperatur und die des Getriebekastens zu messen. Es gibt Anzeichen dafür, daß die Temperatur im Getriebekasten etwas höher als die des Farbwerks liegt (größere Wasserverdunstung an den Rändern des Plattenzylinders von Offsetmaschinen).

b) Fließwiderstand der Farbe

Druckfarbe ist eine viskoelastische Flüssigkeit, die unter statischen Bedingungen ganz anderen Gesetzen folgt als unter dynamischen. Die Farbspaltung und die Verreibung im Farbwerk sind dynamische Prozesse, zu deren Verrichtung eine Energie aufgewendet werden muß. In der viskoelastischen Theorie von Flüssigkeiten, die von Maxwell entwickelt wurde, dienen auch wieder Feder-Dämpfer-Modelle zur Stoffbeschreibung.

Bei Druckfarben dient der größte Teil der aufgewendeten Energie der Farbspaltung und der Strukturzerstörung (Hysteresis im Rheogramm von thixotropen Stoffen), ein Bruchteil der Energie geht verloren als innere Reibung. Eine exakte Bewertung dieses Anteils würde eine gesonderte Un-

tersuchung erfordert und den Rahmen dieser Arbeit sprengen.

Eine Abschätzung des zusätzlichen Energieaufwandes durch den Einfluß der Farbe, soll aufgrund eigener Messungen an einem Modell-Dreiwälzenstuhl erfolgen, an dem Momentenmessungen sowohl mit als auch ohne Farbe durchgeführt werden.

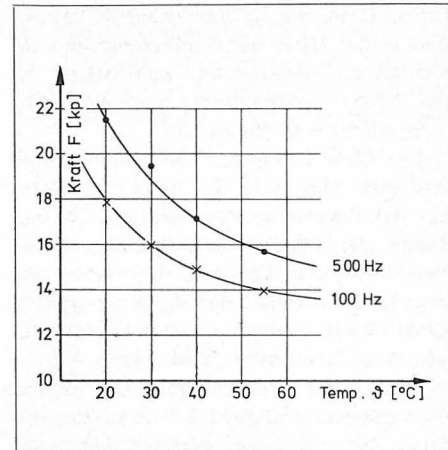
Das Verhältnis des mit Farbe gemessenen Momentes zu dem ohne Farbe gemessenen gibt für eine vergleichbare Anstellung und Umfangsgeschwindigkeit ein Maß für den Mehraufwand an Energie.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Plattenzylinders beträgt bei 15 000 Zylinderumdrehungen 3,7 m/s. Die bei der Momentenmessung mitregistrierte Lagerreibung muß vor der Verhältnisbildung von den jeweiligen Meßwerten subtrahiert werden, da sie keinen direkten Beitrag zur Wärmeentwicklung durch Verformung liefert. Es sei weiterhin unterstellt, daß der gesamte Energieaufwand bei Verwendung von Farbe in Wärme verwandelt wird. Die Momentenverhältnisse sind stark abhängig von der Farbschichtdicke und der Zügigkeit der verwendeten Farbe. Sie liegen bei einer Offsetfarbe mit 15% Pigmentanteil ohne Trockenstoff zwischen 1,4 und 2,0 maximal.

Der kleinere Verhältniswert ergibt sich aus den Momentenmessungen für eine Farbschicht von ca. 2 µ, der größere Wert für eine Farbschicht von ca. 4 µ.

Die Schichtdicken in einem Farbwerk nehmen vom Heber zur Platte hin ab. In der Nähe der Platte kann man mit 2 µ rechnen, weiter oben mit 4 bis 6 µ je nach der Anzahl an Verreibstellen. Der Pigmentanteil liegt bei in der Praxis eingesetzten Druckfarben bei Werten bis 25%, d. h. ihre Viskosität liegt über der Viskosität derjenigen Farbe, die bei den Versuchen eingesetzt wurde. Unter all diesen Aspekten ist es sicher gerechtfertigt, wenn man für das Verhältnis der Momente mit Farbe zu denen ohne Farbe (rein viskoelastisches Moment) einen Faktor von 1,7 bis 1,8 ansetzt.

In einer Arbeit der FOGRA (17) wird der Energieaufwand bei Verwendung von Farbe noch höher angesetzt.



26

Die zusätzlich durch die Verreibung der Farbe erzeugte Wärmemenge soll in der weiteren Rechnung mit $Q_F = 0,8 \cdot Q_v = 79,5 \text{ Kcal/h}$ berücksichtigt werden.

7. Wärmeabfuhr im Farbwerk

In dem folgenden Abschnitt wird der Versuch unternommen, die an der Wärmeabfuhr beteiligten Vorgänge nicht nur aufzulisten, sondern auch quantitative Angaben über den Umfang ihres Einflusses zu machen. Da es sich bei einem Farbwerk um einen technischen Komplex handelt und nicht um geometrische einfache Gebilde, ist die Rechnung für die Wärmeübertragung mit einigen Idealisierungen behaftet, die aber nichts an dem prinzipiellen Einfluß ändern und aller Voraussicht nach auch nicht die Rangfolge verschieben.

Wie bei den meisten technischen Problemen wirken auch hier alle drei Arten der Wärmeübertragung, nämlich Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung zusammen. Wegen der geringen Differenz zur Lagertemperatur und der geringen Querschnitte des Walzenkerns sei die Wärmeleitung durch die Wellenenden der Walzen im folgenden vernachlässigt.

7.1 Wärmeübergang durch Konvektion

Der Wärmeübergang infolge Konvektion vom Farbwerk mit der Temperatur ϑ_F an die Umgebung mit der Temperatur $\vartheta_0 < \vartheta_F$, soll verglichen werden mit dem in der Thermodynamik bereits gelösten Problem einer längs angeströmten Platte. Dabei wird das einzelne, der Umgebung zugewandte Walzensegment als eine ebene Fläche betrachtet. Es ist thermodynamisch gleichwertig, ob ein Flächenelement steht und die Luft vorbeiströmt oder die Fläche sich gegenüber ruhender Luft bewegt. Das Geschwindigkeitsprofil der Grenzschicht ist lediglich umgekehrt, die für die Wärmeübergangszahl maßgebende Dicke der Grenzschicht bleibt aber gleich.

Wegen der relativ geringen auftretenden Temperaturdifferenzen tritt keine nennenswerte freie Auftriebsströmung auf, so daß für die Rechnung nur erzwungene Konvektion in Frage kommt. Die gegen-

läufige Drehrichtung benachbarter Walzen führt in der Nähe der Berührungszonen mit Sicherheit zu Turbulenzen, wohingegen an den freien Walzenoberflächen die Strömung weitgehend laminar ist.

Der Berechnung der Wärmeübergangszahl nach (12) wird die freie Oberfläche A_{ges} der Walzensegmente und als für das Modell der parallel angeströmten Platte charakteristische Länge l die Hälfte der Summe der freien Teilumfänge zugrunde gelegt. Diese Summe l_{ges} beträgt 3,10 m. Die freie Oberfläche wird dann $A_{ges} = l_{ges} \cdot L = 4,13 \text{ m}^2$. Bei 15 000 U/h ist die Umfangsgeschwindigkeit 3,7 m/s. Sie soll gleich der Strömungsgeschwindigkeit gesetzt werden. Mit den Zahlenwerten für Luft bei 25 °C und 760 Torr:

$$\gamma_L = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_L = 0,022 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\eta_L = 1,88 \cdot 10^{-6} \text{ kp} \cdot \text{s/m}^2$$

wird die Reynolds-Zahl $Re = 2,7 \cdot 10^5$. Sind Re - und Pr -Zahl bekannt, so läßt sich die Nusselt-Zahl $Nu = \alpha_K \cdot l / \lambda$ ermitteln und daraus die Wärmeübergangszahl α berechnen.

a) laminar, gültig für $Re < 3,5 \cdot 10^5$:

$$Nu = 308; \alpha_K = Nu \cdot \lambda / l = 4,51 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Als charakteristische Länge l ist hier die Länge der Walzenumfänge an einer Farbwerkseite eingesetzt ($l \approx l_{ges}/2$).

b) turbulent, gültig für $Re > 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 740 \text{ und } \alpha_K = 10,85 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hgrd}$$

Da sowohl laminare als auch turbulente Strömungsverhältnisse auftreten können, soll hier mit einer Wärmeübergangszahl gerechnet werden, die zwischen den beiden Extremen liegt. Es wird $\alpha_K \approx 7,5 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{hgrd}$ zur weiteren Verfolgung des Beispiels eingesetzt. Die durch Konvektion abgeführte Wärmemenge beträgt dann:

$$Q_K = \alpha_K \cdot A_{ges} (\vartheta_F - \vartheta_o) \text{ [kcal/h]}$$

$$Q_K \approx 31 (\vartheta_F - \vartheta_o) \text{ [kcal/h]}$$

7.2 Wärmeabfuhr durch Strahlung

Die freie Oberfläche des Farbwerks A_{ges} strahlt an die Umgebung die folgende, nach (12) gerechnete Wärmemenge ab:

$$Q_s = C_{F0} \cdot A_{ges} \left[\left(\frac{T_F}{100^\circ\text{K}} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100^\circ\text{K}} \right)^4 \right] = C_{F0} \cdot A_{ges} \cdot \alpha_s (\vartheta_F - \vartheta_o)$$

Daraus kann der Temperaturfaktor α_s ausgerechnet werden. Es ist jetzt allerdings nötig, Annahmen über die Temperaturen zu machen. Aufgrund der Messungen an der nicht temperierten Maschine wird die mittlere Farbwerkstemperatur ϑ_F zu 25 °C bei $\vartheta_o = 18$ °C benutzt (oder $\vartheta_F = 30^\circ$ bei $\vartheta_o = 23$ °C).

Aus α_s kann eine analoge Wärmeübergangszahl für Strahlung $\alpha_{str} = C_{F0} \cdot \alpha_s$ errechnet werden. Dabei gilt: $C_{F0} = \epsilon_{F0} \cdot C_s$

$C_s = 4,96 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ ist die Strahlungszahl des schwarzen Körpers. ϵ_{F0} kann aus dem Emissionsverhältnis des Farbwerks ϵ_F und dem der Luft bestimmt werden. Für umhüllende Körper gilt: $\epsilon_{F0} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_F} + \frac{A_F}{A_o} \left(\frac{1}{\epsilon_o} - 1 \right)}$

Da die Fläche der Luft A_o groß gegenüber der Farbwerksfläche A_F ist, gilt $\epsilon_{F0} \approx \epsilon_F$. Der Emissionsfaktor von Farbe oder von kunststoffüberzogenen Walzen wurde experimentell zu 0,85 bestimmt. Für die Zahlenrechnung ergibt sich:

$$\alpha_s = 1,022 \text{ [1/}^\circ\text{C]} \quad C_{F0} = 4,216 \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h]}$$

$$\alpha_{str} = 4,309 \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C]}$$

Die durch die Strahlung abgeführte Wärmemenge beträgt:

$$Q_s = \alpha_{str} \cdot A_{ges} (\vartheta_F - \vartheta_o) \text{ [kcal/h]}$$

$$Q_s = 16,68 (\vartheta_F - \vartheta_o) \text{ [kcal/h]}$$

7.3 Wärmeabfuhr durch die Druckfarbe

Die Farbe im Farbkasten hat etwa Umgebungstemperatur, wie durch Messungen bestätigt werden konnte. Während der Förderung der Farbe durch das Walzenfarbwerk nimmt sie eine bestimmte Wärmemenge Q_F auf. $Q_F = C_F \cdot m_F \cdot (\vartheta_F - \vartheta_o)$ [kcal/h]

Die spezifische Wärme C_F von Druckfarbe liegt zwischen 0,4 – 0,5 kcal/kggrd. Bei einem Farbverbrauch von 0,5 g/m² ergibt sich bei der gegebenen Maschine (Bahnbreite 1,24 m) und der Bahngeschwindigkeit 3,7 m/s eine stündliche Farbmenge $m = 8,25 \text{ kg/h}$. Damit wird: $Q_F = 3,3 \cdot (\vartheta_F - \vartheta_o)$ [kcal/h].

7.4 Wärmeabfuhr durch Feuchtwasser

Das Feuchtwasser kommt mit einer Temperatur $\vartheta_w = 12$ °C aus einem Vorratsbehälter im Keller in die Wasserkästen der Maschine.

Das Feuchtwasser nimmt bereits im Wasserkasten Wärme aus der umgebenden Luft auf. Auf dem Weg vom Wasserkasten zur ersten Auftragswalze (Dahlgren-Feuchtwerk), bzw. zur Platte bei Feuchtwerken mit einer Feuchtauftragswalze, nimmt der dünne Wasserfilm nahezu – bis auf etwa 2 Grad – die Temperatur der Umgebung an. Die dabei aufgenommene Wärme kommt aus dem Reservoir der Umgebung, ebenso wie die zur teilweisen Verdunstung eines etwaigen Alkoholzusatzes benötigte Energie.

Der Feuchtwasserverbrauch liegt bei der betrachteten Rollenrotationsmaschine zwischen 6 und 10 kg/h (nach Angabe des Maschinenbetreibers). Von dieser Wassermenge geht ein Teil über Platten- und Gummizylinder auf den Bedruckstoff über, ein weiterer Teil verdunstet auf den beiden Druckwerkzylindern und ein dritter Anteil geht ins Farbwerk und emulgiert mit der Farbe. Dieser letzte Bruchteil trägt zur Wärmeabfuhr im eigentlichen Farbwerk bei. Er ist sehr schwer abzuschätzen und würde dem Farbwerk die Wärmemenge

$$Q'_w = c_w \cdot \dot{m}_w (\vartheta_F - \vartheta_o - 2) \text{ [kcal/h]}$$

entziehen. \dot{m}_w ist der Anteil des Wischwassers, der ins Farbwerk gelangt und der letztendlich Farbwerkstemperatur annimmt.

Aus Bild 12 für den Temperaturverlauf im Farbwerk der nicht temperierten Maschine läßt sich der Einfluß des Feuchtwassers auf die Temperatur der Auftragswalzen und des Gummituches sehr gut feststellen. Bei-

de liegen in ihrer Temperatur unter der des restlichen Farbwerkes. Das Gummituch hat die geringste Temperatur, denn hier ist die viskoelastische Walkarbeit infolge der dünnen Schicht auch geringer als bei der Auftragswalze.

Die größte benetzte Fläche bildet der Plattenzylinder, auf dem am meisten verdunstet wird. Er liegt aber bereits am Rande des Farbwerks und seine Temperatur ist ebenso wie die des Gummizylinders im wesentlichen unabhängig von den Einflüssen aus dem Farbwerk (vgl. auch Bild 17).

Da durch die Verdunstung des Feuchtwassers bzw. des Alkoholzusatzes der näheren Umgebung des Feuchtwerkes Wärme entzogen wird, wird auch die Offsetmaschine und somit speziell das nahegelegene Farbwerk mehr oder weniger von dieser Kühlung beeinflusst.

Der Anteil an Wärme, der durch die Verdunstung von Wasser bzw. Alkoholzusatz dem Farbwerk direkt entzogen wird, kann nicht mit in die Betrachtung einbezogen werden.

Hierüber eine auch nur in der Größenordnung zutreffende Angabe zu machen bedarf einer weiterführenden intensiven Forschungsarbeit. Die Verdunstung muß möglicherweise wegen des Wärmeaustauschs mit der Umgebung als nicht-adiabat angesehen werden. Es muß der Strömungszustand der Luft an der jeweiligen Oberfläche bekannt sein, um die Wärmeübergangszahl zu ermitteln. Schwierig wird es vor allem sein, festzustellen, wie groß die maßgebliche benetzte Oberfläche ist und welcher Anteil an Wärme der Umgebung und welcher dem Farbwerk entzogen wird. Weiterhin unterschiedlich sind die Luftfeuchtigkeiten und damit die zur Berechnung der Verdunstung wichtigen Partialdrücke. Verunreinigungen der Oberflächen (Chemikalien) führen zu beachtlichen Abweichungen von der Theorie der Verdunstung. Daher geben hier nur in dieser Richtung gezielte Forschungsarbeiten verlässliche Auskunft.

8. Das rechnerische Temperaturgleichgewicht des Farbwerks

Die sich im Farbwerk einstellende Endtemperatur läßt sich aus der Wärmemengenbilanz zwischen zu- und abgeführter Wärme ermitteln. Es ist jedoch darauf zu achten, daß die Grundlage für die bisherige Rechnung der stationäre Zustand war, d. h. es wurde keine Zeitabhängigkeit berücksichtigt. Bei einem Vergleich mit den gemessenen Temperaturverläufen muß man daher einen mittleren Temperaturwert aus dem Bereich des Fortdrucks zugrunde legen und keinen Wert aus dem Anlaufvorgang oder gar nach Ende der Produktion.

a) Theoretische Temperatur bei nicht temperiertem Farbwerk

Setzt man die ausgerechnete erzeugte Wärmemenge gleich der Summe der abgeführten, so ergibt sich: $Q_v + Q_B Q_v + Q_{ch} = Q_K + Q_s + Q_F + Q_w$

Der Anteil des Wischwassers an der Wärmeabfuhr im Farbwerk kann hier zahlenmäßig nicht angegeben werden. Alle weiteren Wärmemengen wurden errechnet. Für das Zahlenbeispiel bei 15 000 U/h ergibt sich:

$$99,3 + 79,5 + 11,6 = 31 \Delta\vartheta + 16,7 \Delta\vartheta + 3,3 \Delta\vartheta$$

Daraus errechnet sich die Temperaturdifferenz vom Farbwerk zur Umgebung zu $\Delta\vartheta = \vartheta_F - \vartheta_o = 3,7^\circ$. Die mittlere Farbwerktemperatur im Fortdruck bei 15 000 U/h liegt damit um $3,7^\circ$ über der in Maschinennähe gemessenen Umgebungstemperatur. Eine Vergleichsmöglichkeit mit den Messungen bietet Bild 12. Nimmt man auf der Abszisse die Zeitpunkte im Fortdruck bei 5.00 und 10.00 Uhr, so ist die Differenz von der Umgebungstemperatur zu der in der Mitte des Farbwerks (Bild 11) liegenden Meßstelle 4 ungefähr $3,3^\circ$. Bedenkt man den weggelassenen Anteil der Wischwasserwirkung, der die gerechnete Temperatur etwas senken würde, so ist die Übereinstimmung von Messung und der globalen Wärmebilanz außerordentlich gut.

Die gleiche Temperaturdifferenz müßte theoretisch auftreten, wenn das Farbwerk mit Wasser von Umgebungstemperatur temperiert wird. Die gemessenen Temperaturen (vgl. Bild 15) einzelner Farbwerkswalzen zeigen einen Unterschied von nur 1° bis 2° gegenüber der Umgebungstemperatur (= Wassertemperatur). Die Ursache liegt in einem weiteren Anteil an Wärmeabfuhr durch das Temperiermedium.

b) Theoretische Temperatur eines Farbwerks mit temperierten Reiberwalzen

Werden die Reiberwalzen von Wasser mit einer Temperatur ϑ_w , die über der Farbwerktemperatur liegt, durchflossen, so wird dem Farbwerk eine weitere Wärmemenge zugeführt, die auf der linken Seite der Wärmebilanz zu berücksichtigen ist. Die mittlere Temperatur des Farbwerks wird also steigen. In der Praxis werden die den temperierten Reiberwalzen benachbarten Farbwalzen die größte Temperatursteigerung erfahren.

Wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit von Gummi und Farbe wird die Auswirkung auf die restlichen Walzen nicht so stark sein. Die Temperaturdifferenzen innerhalb des Farbwerkes werden größer. Die zusätzlich zugeführte Wärmemenge läßt sich aus

$$Q_R = m_R \cdot c_w \cdot (\vartheta_w - \vartheta_o) \quad [26]$$

nach Messung der Austrittstemperatur ϑ_o errechnen. Die durchfließende Wassermenge bei den Versuchen betrug 420 l/h für jeden Reiber.

Für den Fall der Reiberkühlung gibt dieser Ausdruck eine abgeführte Wärmemenge an. Die Kühlflüssigkeit nimmt Wärme auf und es wird $\vartheta_o > \vartheta_w$. Damit kehrt sich das Vorzeichen von Q_R um. Die Walzen in

der Nähe der abgekühlten Reiber werden wieder am stärksten beeinflusst und es entstehen größere Temperaturdifferenzen.

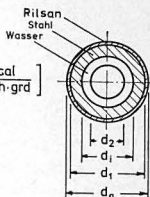
Die durch das Temperiermedium ab- bzw. zugeführte Wärmemenge muß durch die Wandungen der Reiberwalzen gehen

$$Q_R = k \cdot L \cdot (\vartheta_w - \vartheta_F) \quad [27]$$

Durch Gleichsetzen mit der Gleichung [26] läßt sich die Wärmedurchgangszahl experimentell erfassen (13). Da aber die Wasseraustrittstemperatur bei den Versuchen nicht gemessen wurde, ist k auf diesem Wege nicht zu ermitteln.

Nach der Theorie der Wärmeübertragung läßt sich k jedoch aus den Walzenden errechnen (12).

Die Wärmedurchgangszahl k setzt sich zusammen aus der Wärmeleitfähigkeit λ durch die Zylinderwand und der Wärmeübergangszahl α vom Wasser zur Wand. Für das durchströmte mehrwandige Rohr gilt:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_w d_i} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_1}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_R} \ln \frac{d_o}{d_1}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}} \right]$$


Als Wassertemperatur, die über der Walzenbreite variiert, ist ein Mittelwert aus Ein- und Austrittstemperatur zu nehmen. α_w ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit $v = m_R / F_{\text{Ring}}$ (im Versuch ca. 3,75 cm/sec).

Um auch zahlenmäßig einen Vergleich mit den Meßwerten anstellen zu können, soll die Wärmedurchgangszahl für eine Kühlwalze ausgerechnet werden. Da für die Walze die genauen Konstruktions-Daten nicht zur Verfügung standen, wurden geschätzte Werte eingesetzt. Bei der Ermittlung der Wärmeübergangszahl α_w muß der hydraulische Durchmesser d_h verwendet werden.

Zahlenwerte:

$$\begin{aligned} d_o &= 182 \text{ mm} & d_h &= d_i - d_2 = 14 \text{ mm} \\ d_1 &= 180 \text{ mm} & v &= 37,5 \text{ mm/s} \\ d_i &= 160 \text{ mm} & L &= 1335 \text{ mm} \\ d_2 &= 146 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 500 & \lambda_w &= 0,514 \text{ kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}) \\ (\text{laminar}) & & & \\ \text{Pr} &= 7,01 & \lambda_s &= 34 \text{ kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}) \\ \text{Pe} &= 3500 & \lambda_R &= 0,15 \text{ kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}) \end{aligned}$$

Daraus ergibt sich nach (12):

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Pe}^{0,23} \left(\frac{d_h}{L} \right)^{0,5} = \frac{\alpha_w \cdot d_h}{\lambda_w}$$

und schließlich $\alpha_w = 368,5 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad})$

Dann errechnet sich die Wärmedurchgangszahl zu: $k = 56,5 \text{ kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad})$. Nach den bisherigen Überlegungen werden die Temperaturdifferenzen im Farbwerk sowohl durch eine starke Kühlung als auch eine zusätzliche Wärmezufuhr durch

die Reiber vergrößert. Anzustreben ist es, das Farbwerk unter konstanten Betriebsbedingungen zu betreiben, das bedeutet, bei einer Temperatur, die gleich der Raumtemperatur sein sollte.

Da sich bei nicht temperierter Maschine eine Farbwerktemperatur knapp über der der Umgebung einstellt, muß durch zusätzliche Reiberkühlung eine geringe Wärmemenge entsprechend der Bedingung $\vartheta_F = \vartheta_o$ abgeführt werden. In diesem Fall wird die für die Wärmeabfuhr durch Konvektion und Strahlung maßgebende Temperaturdifferenz Null. Die im Farbwerk erzeugte Wärmemenge muß dann im wesentlichen durch Reiberkühlung entzogen werden.

Damit lautet die Wärmebilanz für unser Beispiel:

$$Q_v + 0,8 Q_v + Q_{ch} = 4 \cdot k \cdot L \cdot (\vartheta_F - \vartheta_w) \quad [28]$$

In dieser Gleichung steht auf der linken Seite die im Farbwerk entstehende Wärmemenge Q_{zu} und auf der rechten Seite die durch eine leichte Reiberkühlung abgeführte Wärme Q_{ab} . Der Faktor 4 liegt in den vier temperierbaren Reibern begründet.

Bei bekannter Wärmedurchgangszahl läßt sich jetzt ϑ_w ausrechnen, und damit die notwendige Durchflußmenge m , wenn man voraussetzt, daß das Temperaturgefälle längs der Walzen klein sein soll. Aus Gleichung [28] resultiert:

$$\vartheta_w = \vartheta_F - \frac{Q_{zu}}{4 \cdot k \cdot L} \quad [29]$$

Aus Gleichung [29] ist ersichtlich, daß die Wassertemperatur knapp unter Umgebungstemperatur liegen muß ($\vartheta_F = \vartheta_o$ war die Voraussetzung), damit das Farbwerk im Mittel ebenfalls Umgebungstemperatur hat. Eine Bestätigung dieser Aussage bietet Bild 17. Für $\vartheta_w = 25^\circ$ liegt ϑ_o bei 26° und die Temperatur der Farbwerkswalzen schwankt nur geringfügig zwischen diesen beiden Werten.

Aus all diesen Überlegungen geht ganz eindeutig die Bedeutung der Konstanz der Temperatur des Raumes, in dem die Maschine steht, hervor. Änderungen bringen das relativ träge System eines Farbwerks aus dem Wärmegleichgewicht.

In einem kurzen Überblick kann man im wesentlichen die Ergebnisse des letzten Kapitels noch einmal zusammenfassen.

In einem Farbwerk, das weder gekühlt noch zusätzlich beheizt wird, ergibt sich — unter der Voraussetzung $\vartheta_F - \vartheta_o \geq 1,5^\circ$ — hinsichtlich der Größe der Wärmeabfuhr die Reihenfolge: Konvektion, Strahlung, Farbe.

Bei einer stark gekühlten Maschine überwiegt eindeutig die Wärmeabfuhr durch das Kühlmittel. Für stationären Betrieb und konstante Raumtemperatur erhält man durch leichte Walzenkühlung die gleichmäßigste mittlere Farbwerkstemperatur, die der Umgebungstemperatur entspricht.

9. Schlußfolgerung

Wie in der Einleitung behauptet und begründet wurde, müßte sich die vorteilhafteste Arbeitsweise hinsichtlich des Farbwerks ergeben, wenn

- a) von Walze zu Walze keine großen Temperatursprünge auftreten,
- b) das gesamte Farbwerk eine konstante Temperatur (= Raumtemperatur) hat und
- c) der Anlaufvorgang wesentlich verkürzt werden kann.

Diese Bedingungen können zur Zeit nur teilweise zur vollen Befriedigung verwirklicht werden. Die Punkte a) und b) lassen sich nach den experimentellen und theoretischen Ergebnissen am ehesten erfüllen, wenn eine leichte Reiberkühlung mit einer Temperatur des Kühlmittels um ca. 2° unter Raumtemperatur vorgesehen ist. Alle für die Berechnung der Wärmeabfuhr benutzten Gleichungen enthalten die Umgebungstemperatur ϑ_0 als Rechengröße. Daraus ist deren Bedeutung bereits zu ersehen. Es läßt sich somit die wichtige Bedingung einer konstanten Raumtemperatur ableiten. Das Einhalten dieser Voraussetzung brächte bereits einen Fortschritt hinsichtlich einer gleichmäßigen Farbwerkstemperatur. Auszuschalten ist demnach auch der Wärmeeinfluß von seiten einer Trockeneinrichtung.

Die Verkürzung des Anlaufvorganges gestaltet sich schwieriger, da es sich um zeitabhängige physikalische Grundvorgänge wie Wärmeleitung und Ausgleichsvorgänge handelt. Hinweise auf konstruktive Möglichkeiten sind in (16) enthalten. Günstig, wenn auch nur selten anwendbar, ist auch ein schnelles Hochfahren der Maschine vor der eigentlichen Inbetriebnahme, also eine Vorwegnahme des Anlaufvorganges. Eine differenzierte Reibertemperatur von Reiber zu Reiber hingegen verursacht wieder größere Temperaturdifferenzen innerhalb des Farbwerkes.

In jedem Fall ist die für den Betrieb wirtschaftlichste Lösung anzustreben, wo-

bei man nicht vergessen sollte, daß das nicht temperierte Farbwerk noch eine gute Möglichkeit darstellt.

Von der Materialseite her am wirkungsvollsten wären zweifellos Walzenbeläge mit einem kleinen Verlustmodul bei geringer Frequenzabhängigkeit und einer hohen Wärmeleitfähigkeit. Ebenso sollte man die Entwicklung von Druckfarben fördern, die ihre guten drucktechnischen Eigenschaften auch bei höheren Farbwerktemperaturen im Fortdruck behalten und ein strömungsfreies Arbeiten erlauben. Beide Anforderungen sind sicher nicht leicht zu erfüllen, da die hier dargelegten Zusammenhänge nicht allein für die Auswahl der Materialien maßgebend sind.

Bezeichnungen

a	=	Druckzonenbreite
A	=	Fläche, Oberfläche
C	=	Konstante, Strahlungskonstante
d	=	Dicke des Belagmaterials
E	=	Energie
F	=	Kraft
l	=	Länge
L	=	Länge des Zylinders
m	=	Anzahl der Berührstellen
n	=	Drehzahl
Q	=	Wärmemenge
q	=	Wärme pro Volumen
R, r	=	Radius
S	=	Anstellweg
t	=	Zeit
T	=	absolute Temperatur, Periode
W	=	Energieverlust
z	=	Materialkonstante des Belages
α	=	Wärmeübergangszahl
δ	=	Verlustwinkel
ε	=	Verformung, Emissionsfaktor
λ	=	Wärmeleitfähigkeit
ϑ	=	Temperatur
ω	=	Spannung, Boltzmannsche Konstante
σ	=	Frequenz

Indizes

F	=	Farbe
h	=	pro Stunde
i	=	Laufindex, innen
s	=	statisch
St	=	Stahl-

v	=	viskoelastisch, verlust-
w	=	Feuchtwasser
o	=	Amplitude, ursprünglich, Umgebung-
1	=	für eine Umdrehung, Beispiel 1
2	=	Beispiel 2
I	=	Methode I
II	=	Methode II

Literatur

- (1) Rech, H. „Berührungslose Messung von Oberflächentemperatur“. Mitteilungen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V., 3/69
- (2) Christ, W. „Berührungslose Temperaturmessung in Walzenfarbwerken“. Mitteilungen der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V., 2/70
- (3) Eschen, U. Diplomarbeit IDD 1970
- (4) Pfeiffer, G. „Beitrag zum Problem der Rollvorgänge in Druckmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der viskoelastischen Eigenschaften von Walzenbelägen“. Diss. TH Darmstadt 1970
- (5) Stuart, H. A. Physik der Hochpolymeren, Bd. 4. John Wiley + Sons Inc. 1961
- (6) Ferry, J. D. „Viscoelastic Properties of Polymers“. John Wiley + Sons Inc., 1961
- (7) Springer, A. „Dämpfung, Temperaturentwicklung und Lebensdauer von Vulkanisaten“. Kautschuk 19 (1943) August - September
- (8) DIN 53 513 Dezember 1962
- (9) Pillardy, M. Diplomarbeit IDD März 1972
- (10) Eschmann. „Die Wälzlagerpraxis“. Oldenbourg-Verlag 1953
- (11) Tollenaar, T. „Warmte-ontwikkeling in drukrollen“. IGT-Nieuws 16 (1965) Februar
- (12) VDI - Wärmeatlas
- (13) Graf, E., Pato, T. „Wärmeübertragung an Kühl- und Heizwalzen“. Wifag Polytype, Juni 1965
- (14) Decker, P. „Temperatureinflüsse von Farb-, Feucht- und Druckwerk auf die Tonwertwiedergabe im Offsetdruck“. FOGRA-Institutsmitteilung 3.210
- (15) Christ, W. Interne Mitteilung.
- (16) Rech, H. „Beiträge zur experimentellen und rechnerischen Untersuchung des Farbtransportes in Walzenfarbwerken von Druckmaschinen“. Dissertation THD 1971 und Institutsbericht 1/71
- (17) Dürner, H. „Über den Einfluß der Druckgeschwindigkeit auf die Druckgüte im Bogen-Offsetdruck“. FOGRA-Institutsmitteilung 29/1 (1963)